

Analytische und experimentelle Untersuchungen zum Wirkungsgradverhalten von Achsgetrieben

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

von Herrn

Dipl.-Ing. Maik Hoppert
geboren am 7.10.1979 in Eisenach

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg, TU Ilmenau
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Hermann J. Stadtfeld, Gleason Corporation
3. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Wender, Hochschule Ulm

Tag der Einreichung: 08.07.2015

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 10.12.2015

ZUSAMMENFASSUNG

Die vorliegende Arbeit ist ein Beitrag zur Wirkungsgradberechnung von Achsgetrieben im Betriebsbereich. Die Optimierung des Achsgetriebes kann bei Fahrzeugen mit längseingebautem Motor bzw. Allradantrieb einen signifikanten Beitrag zur Verbesserung des Wirkungsgrades und damit zur Reduktion der CO₂-Emission leisten. Daher besteht der Wunsch den Einfluss der maßgeblichen Parameter auf den Wirkungsgrad bzw. die Verlustleistung bei der Auslegung der Komponenten darzustellen und bewerten zu können. Die Entwicklung entsprechender Methoden ist Gegenstand der Arbeit. Der Fokus liegt hierbei auf dem Einfluss konstruktiver Parameter auf Reibwert und Wirkungsgrad bei der Auslegung der Radsätze.

Es wird ein thermo-elastohydrodynamisches Mischreibmodell für elliptische Kontakte entwickelt und auf Hypoidradsätze angewandt. Das Verzahnungsverlustmodell wird mit Methoden zur Berechnung der Lager-, Plansch- und Dichtungsverluste zu einem Achsgetriebeverlustmodell erweitert. Der verwendete Prüfstandsaufbau zur Wirkungsgradmessung wird beschrieben und Vergleiche mit experimentellen Ergebnissen werden gezogen.

Einen Schwerpunkt der Arbeit bildet die Parameterstudie zum Einfluss makro- und mikrogeometrischer Verzahnungsparameter auf Reibwert und Wirkungsgrad. Anhand der Parametervariation werden qualitative und quantitative Aussagen zum Einfluss der konstruktiven Parameter auf den Wirkungsgrad erarbeitet.

Weiterhin wird am Beispiel eines Achsgetriebes aufgezeigt welchen Einfluss die verwendeten Fahrzyklen auf die Zusammensetzung der Verluste besitzen. Die ganzheitliche Betrachtung der Wirkungsgradproblematik schließt mit einer kennfeldbasier-ten Bewertung von Optimierungsmaßnahmen im Betriebsbereich.

ABSTRACT

The present thesis is a contribution to the efficiency calculation of axles in the operating range. The optimization of the axles can make a significant contribution to improve the efficiency of drive trains and therefore reduce the CO₂ emissions of vehicles with inline engines or all-wheel drives. Thus, there is a desire to investigate and evaluate the effect of the relevant parameters on the efficiency and the power dissipation in the design process. The development of appropriate methods is the objective of the thesis. The main focus is to model the effect of the design parameters of hypoid gears on friction and efficiency.

A thermo-elastohydrodynamic mixed lubrication model for elliptic contacts is developed and applied to hypoid gear sets. This gear mesh loss model is combined with methods to calculate the bearing, churning and seal losses into an axle loss model. The test setup used for axle efficiency measurement is described and comparisons with experimental results are drawn.

One major focus of the work is the parametric study of the effect of macro- and micro-geometry design parameters on hypoid gear friction and efficiency. Based on the parametric study the influence of design parameters on the efficiency is derived in both quality and quantity.

Furthermore the effect of drive cycles on rear axle efficiency is identified and a break down of losses for different drive cycles is facilitated. The holistic approach to efficiency analysis in the operating range concludes with a map-based assessment of optimization measures.

VORWORT

Ein Großteil der vorliegenden Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik der Technischen Universität Ilmenau.

Mein Dank gilt in erster Linie dem Leiter des Fachgebiets, Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg, der es mir ermöglicht hat, dieses Promotionsvorhaben durchzuführen. Bei ihm fand ich stets große Unterstützung sowie Rückhalt bei der Realisierung dieser Arbeit.

Mein besonderer Dank gebührt Herrn Prof. Dr.-Ing. Hermann Stadtfeld, der mich für das Themenfeld Kegelrad begeistert hat und ohne den ich dieses Projekt vermutlich nicht begonnen hätte, für die stetige Unterstützung und Motivation in den letzten Jahren.

Mein Dank geht auch an meine Kollegen und Freunde, zum einen für die fachliche Unterstützung, zum anderen für die freundschaftliche Atmosphäre am Fachgebiet. Ganz besonders hervorzuheben ist Herr Stefan Heimann, für die wertvollen Diskussionen zum Thema und weit darüber hinaus. Bei den Herren Markus Bolze, Sharad Jain, Hannes Sachse, Jan Sendler und Thomas Winges fand ich jederzeit intensive fachliche, aber vor allem auch moralische Unterstützung. Den Mitarbeitern der Werkstatt, besonders Herrn Michael Posselt, möchte ich sehr herzlich für die Unterstützung beim Betrieb des Prüfstandes danken.

Weiterhin danke ich den Studenten für ihren Einsatz, der zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat, insbesondere den Herren Matthias Körner, Kristian Höpping und Christian Machalett.

Mein größter Dank gilt jedoch meiner Familie. Ich danke meinen Eltern für ihre fortwährende Unterstützung. Meiner Frau Susan danke ich für ihre unendliche Geduld bei der Abfertigung dieser Arbeit.

Maik Hoppert

Leipzig, im Dezember 2015

Inhalt

Inhalt.....	V
Formelzeichen und Abkürzungen	VII
1 Einleitung.....	1
1.1 Problemstellung.....	1
1.2 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit	3
2 Stand der Technik	5
2.1 Wirkungsgrad und Verlustleistung	5
2.2 Schmierzustand und Stribeckkurve	5
2.3 Geometrie und Kinematik von Hypoidradsätzen	7
2.4 Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad.....	13
2.4.1 Untersuchungen zur Verlustleistung von Hypoidradsätzen.....	15
2.5 Präzisierung der Aufgabenstellung.....	18
3 Entwicklung eines thermo-elastohydrodynamischen Mischreibmodells ...	21
3.1 Kontaktbeanspruchung.....	22
3.2 Fluidkomponente	26
3.3 Grenzreibungskomponente	28
3.4 Schmierstoffeigenschaften	31
3.4.1 Druck- und Temperaturabhängigkeit der Viskosität	31
3.4.2 Wärmeleitfähigkeit	32
3.4.3 Fließverhalten	33
3.5 Temperaturberechnung	34
3.5.1 Temperaturerhöhung im Schmierstoff	34
3.5.2 Temperaturerhöhung der Kontaktkörper.....	35
3.6 Reibwertberechnung	37
3.7 Berechnungsablauf.....	38
4 Verlustmodell eines Achsgetriebes.....	40
4.1 Verzahnungsverluste.....	40
4.2 Lagerverluste.....	42
4.3 Dichtungsverluste	43
4.4 Planschverluste	43
4.5 Kennfeldberechnung	44

5	Vergleich mit experimentellen Ergebnissen	47
5.1	Prüfstands Aufbau und Getriebeprüfung.....	47
5.2	Wirkungsgradmessungen Parameterstudie.....	49
5.3	Vergleich gemessener und berechneter Kennfelder.....	51
5.3.1	Vorbetrachtung	51
5.3.2	Kennfeldvergleiche	52
5.3.3	Zusammenfassung	54
5.4	Schleppmomentmessung	55
5.5	Temperaturvariation	58
6	Theoretische Parameterstudie	62
6.1	Übersicht Parameterstudie	62
6.2	Makrogeometrie.....	63
6.2.1	Summeneingriffswinkel	63
6.2.2	Spiralwinkel.....	64
6.2.3	Profilverschiebung	68
6.2.4	Messerkopfradius	73
6.2.5	Zahnhöhe.....	74
6.2.6	Achsversatz	74
6.3	Mikrogeometrie.....	79
6.3.1	Längsballigkeit	79
6.3.2	Höhenballigkeit	83
6.4	Zusammenfassung	84
7	Einflussgrößenbewertung im Betriebsbereich	88
7.1	Simulationsmodell und Vorgehensweise	88
7.2	Verlustverteilung in Abhängigkeit der Fahrzyklen.....	90
7.3	Variation von Einflussgrößen auf den Achsgetriebewirkungsgrad.....	96
7.3.1	Verzahnungsauslegung	96
7.3.2	Oberflächenrauheit	99
7.3.3	Trade-Off Viskosität und Rauheit.....	100
8	Zusammenfassung	103
9	Ausblick	107
	Literaturverzeichnis	108
	Anhang.....	116

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Buchstaben		
Zeichen	Einheit	Bezeichnung
A	$[m^2]$	Kontaktfläche
a_H	$[m]$	Hertzschen Länge
b	$[m]$	Zylinderbreite
C_{th}	$[-]$	Thermischer Korrekturfaktor
c	$[J/kgK]$	spezifische Wärmekapazität
E	$[N/m^2]$	Elastizitätsmodul
F_{as}	N	Festkörper-Tragkraft
F_h	N	Hydrodynamische Tragkraft
F_N	N	Normalkraft
F_{Ras}	N	Reibkraft Grenzreibung
F_{Rh}	N	Reibkraft Flüssigkeitsreibung
H	$[-]$	Dimensionslose Schmierfilmdicke
H_V	$[-]$	Geometrischer Verlustfaktor
h_{cen}	$[m]$	mittlere Schmierfilmdicke
h_{min}	$[m]$	minimale Schmierfilmdicke
h_s	$[m]$	Separation der Oberflächen
h_{ss}	$[m]$	Separation der Rauheitsspitzen
i_G	$[-]$	Übersetzung
i_{PP}	$[-]$	Anzahl der Wälzstellungen pro Zahnteilung
L	$[-]$	Druckviskositätsparameter nach Moes
L_{th}	$[-]$	thermischer Lastfaktor
M	$[-]$	Belastungsparameter nach Moes
M_E	$[Nm]$	Eingangsdrehmoment (Ritzel)
n	$[1/min]$	Drehzahl
n_{as}	$[1/m^2]$	Dichte der Rauheitsspitzen
n_w	$[-]$	Anzahl der Wälzstellungen pro Zahneingriff
P_A	$[W]$	Abtriebsleistung
P_E	$[W]$	Eingangsleistung
P_V	$[W]$	Verlustleistung
P_{VZP}	$[W]$	Verzahnungsverlustleistung, lastabhängig
P_{VZ0}	$[W]$	Verzahnungsverlustleistung, lastunabhängig

Lateinische Buchstaben		
Zeichen	Einheit	Bezeichnung
P_{VLP}	[W]	Lagerverlustleistung, lastabhängig
P_{VL0}	[W]	Lagerverlustleistung, lastunabhängig
P_{VD}	[W]	Dichtungsverlustleistung
P_{VX}	[W]	Verlustleistung sonstige
\bar{p}_{as}	[N/m ²]	Festkörper-Kontaktdruck
p_{ges}	[N/m ²]	Gesamtdruck Schmierpalt
p_h	[N/m ²]	Hydrodynamischer Druck
p_H	[N/m ²]	maximale Hertzsche Pressung
p_M	[N/m ²]	mittlere Hertzsche Pressung
\dot{q}	[W/m ²]	Wärmestromdichte
R_q	[m]	quadratischer Mittenrauwert
R_x	[m]	Krümmungsradius x-Richtung
R_y	[m]	Krümmungsradius y-Richtung
T_0	[°C]	Ölsumpftemperatur
T_{Film}	[°C]	Schmierfilmtemperatur
U_Σ	[-]	Geschwindigkeitsparameter nach Moes
v_g	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit
v_{Ri}	[m/s]	Tangentialgeschwindigkeit Ritzel
v_{Ra}	[m/s]	Tangentialgeschwindigkeit Tellerrad
v_s	[m/s]	Summengeschwindigkeit

Griechische Buchstaben		
Zeichen	Einheit	Bezeichnung
α_B	[Pa ⁻¹]	Druck-Viskositäts-Koeffizient nach Barus
α_p	[Pa ⁻¹]	Druck-Viskositäts-Koeffizient nach Gold
β	[°]	Spiralwinkel
β_{as}	[m]	Spitzenradius
β_B	[K ⁻¹]	Temperatur-Viskositäts-Koeffizient nach Barus
$\gamma_1; \gamma_2$	[-]	Lastaufteilungsfaktor Schmierfilm/Oberfläche
γ_ρ	[K ⁻¹]	Temperatur-Dichte-Koeffizient
γ_*	[-]	Ersatzkrümmungsverhältnis
$\dot{\gamma}$	[s ⁻¹]	Scherrate
η	[Pas]	Dynamische Viskosität

Griechische Buchstaben		
Zeichen	Einheit	Bezeichnung
ζ	[-]	Verlustgrad
η_w	[-]	Wirkungsgrad
θ	[-]	Blitztemperaturfaktor
κ	[-]	Halbachsenverhältnis Hertz
λ	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit
μ	[-]	Reibwert
ν	[-]	Querkontraktionszahl
ν_{40}, ν_{100}	[m ² /s]	Kinematische Viskosität 40°C/100°C
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[m]	quadratischer Mittenrauwert
τ	[N/m ²]	Scherspannung
τ_E	[N/m ²]	Eyring-Scherspannung
ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

Indizes	
Zeichen	Bezeichnung
1	Körper 1
2	Körper 2
EM	Einlauf-Montage
e	Elliptischer Kontakt
f	Fluid
l	Linienkontakt
k	Festkörper
H	Hertz
h	hydrodynamisch

Abkürzungen	
Zeichen	Bezeichnung
CAN	Controller Area Network
DAQ	Data-Aquisition
EHD	Elastohydrodynamik
FE	Finite Elemente (Methode)
GW-Modell	Greenwood & Williamson - Kontaktmodell

HWFET	Highway Fuel Economy Test
MKS	Mehrkörpersystem
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
PoC	Path of Contact (Kontaktweg)
TTX	Achsversatz
TEM-Modell	Thermo-elastohydrodynamisches Mischreibmodell
VI	Viskositätsindex
WLTC	Worldwide harmonized Light duty Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light duty Test Procedures

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Die Anforderungen an moderne Kraftfahrzeuge steigen stetig. Neben Qualität, Komfort und Fahrerlebnis rückt die Forderung nach effizienter Mobilität immer stärker in den Fokus der Automobilhersteller und deren Kunden. Im Rahmen der Klimadebatte wird die Forderung zur Reduktion des klimaschädlichen Kohlendioxids immer lauter, es steht außer Frage, dass auch im Automobilsektor große Anstrengungen notwendig sind um einen Beitrag zur Minimierung der globalen Erwärmung und der Folgen zu leisten. Gegenwärtig verursacht der Verkehr etwa 26% der gesamten CO₂-Emissionen in der Europäischen Union, auf den Individualverkehr (PKWs) entfallen rund 12%. Im Gegensatz dazu erfährt der Individualverkehr eine emotionale Aufladung und damit einen besonderen Stellenwert, und ist damit in der Öffentlichkeit und Politik präsent. Dieser Umstand spiegelt sich in legislativen Vorgaben wieder, die bindende Reduktionsziele vorgeben. In der EU sind die Grenzen durch die Verordnung (EG) Nr. 443/2009 [7] geregelt, für das Jahr 2012 beträgt die Zielvorgabe für den Flottenverbrauch eines Fahrzeugherstellers 130g CO₂/km auf Basis des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ), als langfristiges Ziel bis zum Jahr 2020 wurden 95g CO₂/km festgelegt. Die Einführung der Grenzwerte erfolgt gestaffelt, so dass im Zeitraum von 2012 bis 2015 nur ein Teil der Neuzulassungen eines Herstellers die Grenzwerte einhalten muss (Bild 1).

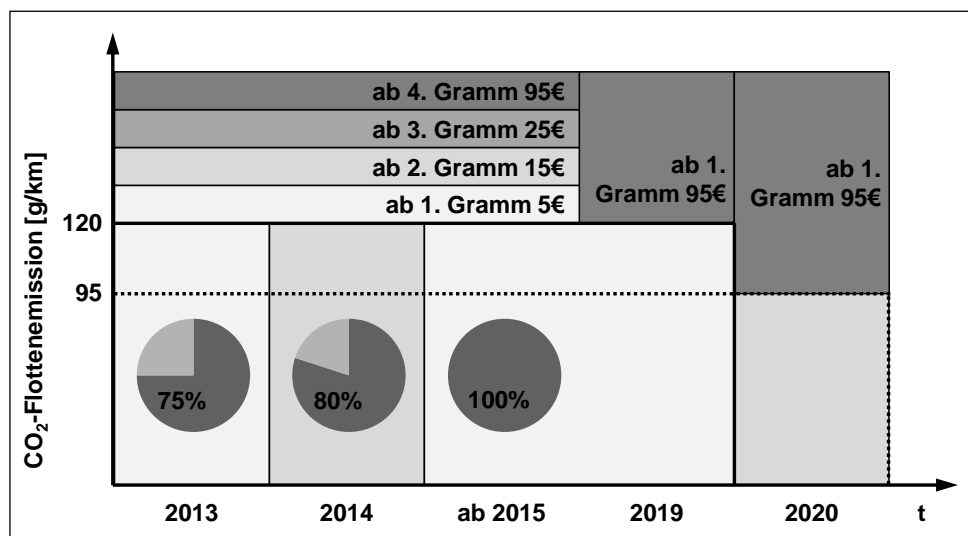


Bild 1: Zielvorgaben für Neuzulassungen und Regelung der Strafzahlungen bei Überschreitung (nach [89])

Weiterhin sieht die EU-Verordnung Sonderregelungen in der Einführungsphase vor, die Hersteller können sich durch Einsatz sogenannter Ökoinnovationen bis zu 7g CO₂/km anrechnen lassen und besonders emissionsarme Fahrzeuge (<50g CO₂/km)

werden mehrfach angerechnet (2012/13 als 3,5; 2014 als 2,5; 2015 als 1,5 Fahrzeuge).

Die durchschnittliche CO₂-Emission der gesamten europäischen Fahrzeugflotte lag 2010 bei 140,5g CO₂/km. Für die Strafzahlung ausschlaggebend sind die Flottendurchschnitte der Hersteller (Bild 2).

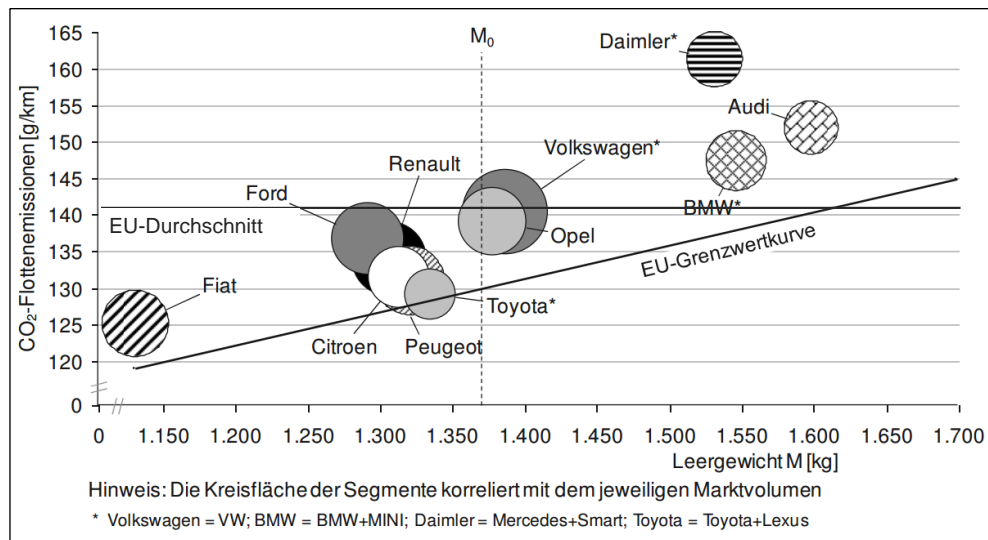


Bild 2: CO₂-Emissionen der EU-Neuzulassungen 2010 nach Hersteller [8]

Ein Überschreiten der individuellen Grenzwerte hat für die Hersteller erhebliche Strafzahlungen zur Folge. Dementsprechend werden große Anstrengungen unternommen um die Emissionen zu reduzieren. Langfristig kann der Einsatz von Hybridtechnologien und nachhaltig produzierten Kraftstoffen einen Beitrag zur Erreichung der Reduktionsziele leisten. Für das Erreichen der Emissionsziele in dieser Dekade kommt jedoch der weiteren Optimierung des Antriebsstranges wesentliche Bedeutung zu. Bei konventionellen als auch Hybrid-Antriebskonzepten bietet der Antriebsstrang vom Motor bis zum Rad viele Ansatzpunkte zur Verbesserung des Wirkungsgrades. Der klassische Verbrennungsmotor sowie die Hybridvarianten erlauben keinen direkten Antrieb, vielmehr muss Drehmoment und Drehzahl für eine effiziente Überwindung der Fahrwiderstände angepasst, d.h. unter Verwendung von Getrieben übersetzt werden. Die Wirkungsgrade der beteiligten Komponenten sind dabei multiplikativ verknüpft. Bei Fahrzeugen mit Standardantrieb wird die Endübersetzung nahezu ausnahmslos durch Achsgetriebe mit Hypoidradsatz realisiert. Der Radsatz überträgt folglich permanent Leistung, unabhängig ob mit Verbrennungsmotor oder Elektromotor angetrieben oder rekuperativ verzögert wird. Die Optimierung des Achsgetriebes ist zielführend, da jedes gewonnene Prozent sich direkt auf Verbrauch und Emission auswirkt. In der Arbeit soll der Einfluss konstruktiver Parameter auf die lastabhängigen Verluste des Hypoidradsatzes untersucht werden. Die Wirkungsgradoptimierung ist dabei unmittelbar mit einer Reihe von Restriktionen verknüpft, da die

Festigkeit und das Geräuschverhalten weiterhin Primärziele darstellen die nicht negativ beeinflusst werden dürfen. Daher besteht der Wunsch den Einfluss der maßgeblichen Parameter auf den Wirkungsgrad bzw. die Verlustleistung bei der Auslegung der Radsätze darzustellen und entsprechend bewerten zu können. Dazu ist die Entwicklung neuer Berechnungsmethoden notwendig um Potentiale zu bewerten und geeignete Verbesserungsmaßnahmen auswählen zu können.

Verlustärmere Fahrzeuggetriebe besitzen eine geringere Wärmeentwicklung. Das damit verbundene geringere Temperaturniveau resultiert in einer höheren Oberflächenfestigkeit der Zahnflanken und einer längeren Lebensdauer des Schmiermittels. Durch die Reduzierung der zur Kühlung benötigten Ölmenge kann die Umweltverträglichkeit zusätzlich verbessert werden.

1.2 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist ein Beitrag zur Wirkungsgradberechnung von Achsgetrieben im Betriebsbereich. Der Fokus liegt hierbei auf dem Einfluss konstruktiver Parameter auf Reibwert und Wirkungsgrad bei der Auslegung der Radsätze. Weiterhin wird anhand eines Achsgetriebeverlustrmodells gezeigt, wie sich die Verluste in Abhängigkeit verschiedener Fahrzyklen zusammensetzen und welches Potential Optimierungsmaßnahmen besitzen.

Der „Stand der Technik“ wird in Kapitel 2 beschrieben und zusammengefasst, auf Basis bisheriger Forschungstätigkeiten wird der weitere Forschungsbedarf abgeleitet. Desweiteren werden Grundlagen zu Hypoidverzahnungen, insbesondere mit Bezug zum Wirkungsgradverhalten, erläutert.

In Kapitel 3 wird ein thermo-elastohydrodynamisches Mischreibmodell für elliptische Kontakte entwickelt. Die Entwicklung eines Mischreibmodells ist aufgrund des weiten Drehzahlbereichs und der veränderlichen kinematischen Kontaktbedingungen zweckmäßig. Ein detailliertes Reibmodell bietet weiterhin den Vorteil, dass Schmierstoffeigenschaften und Oberflächenqualität variiert werden können. Ein modularer Aufbau wird angestrebt um eine leichte Erweiterbarkeit zu gewährleisten. Im Hinblick auf die Verwendung im Auslegungsprozess muss ein akzeptabler Kompromiss zwischen Detaillierungsgrad und Berechnungszeit gefunden werden.

Das entwickelte Modell wird in Kapitel 4 auf Hypoidradsätze angewandt, dabei wird das Abwälzen der Flanken als Abfolge quasistationärer, elliptischer Kontakte betrachtet. Das Verzahnungsverlustrmodell wird zu einem Achsgetriebeverlustrmodell erweitert, die Lager-, Plansch- und Dichtungsverluste werden dazu unter Verwendung von Ansätzen aus der Literatur bestimmt.

Vergleiche mit experimentellen Ergebnissen werden in Kapitel 5 gezogen. Dazu werden zunächst der verwendete Messaufbau und die Durchführung der Messungen erläutert. Der Einfluss von Einlaufprozess und Getriebemontage auf die Messergebnisse wird diskutiert und ein Vergleich von Mess- und Berechnungsergebnissen anhand von Differenzkennfeldern durchgeführt.

Darauf aufbauend wird in Kapitel 6 der Einfluss makro- und mikrogeometrischer Verzahnungsparameter auf Reibwert und Wirkungsgrad anhand einer Parameterstudie aufgezeigt. Das schließt die Diskussion der Eingangsdaten (Geschwindigkeiten, Kräfte und Krümmungen) für die Berechnung in Abhängigkeit der Verzahnungsparameter als auch der Ergebnisse bezüglich Reibwert-, Wirkungsgrad- und Temperaturverhalten ein.

Am Beispiel eines Achsgetriebes wird in Kapitel 7 aufgezeigt welchen Einfluss die verwendeten Fahrzyklen auf die Zusammensetzung der Verluste besitzen. Das Potential verschiedener Optimierungsmaßnahmen bzw. Einflussgrößen zur Reduzierung der Verlustleistung wird untersucht und verglichen. Die Untersuchung schließt sowohl konstruktive Maßnahmen als auch die Variation von Materialeigenschaften ein um den Einfluss auf den Wirkungsgrad und damit die CO₂-Emission aufzuzeigen sowie das Verbesserungspotential im Fahrzyklus zu bewerten.

Den Abschluss der Arbeit bilden eine Zusammenfassung mit abschließender Diskussion und Bewertung der Erkenntnisse und ein Ausblick mit Empfehlungen für weitere Forschungsarbeiten in den Kapiteln 8 und 9.

2 Stand der Technik

2.1 Wirkungsgrad und Verlustleistung

Der Wirkungsgrad η_W eines Getriebes wird aus der Eingangsleistung P_E und der Abtriebsleistung P_A bzw. Verlustleistung P_V wie folgt bestimmt:

$$\eta_W = \frac{P_A}{P_E} = \frac{P_E - P_V}{P_E} = 1 - \frac{P_V}{P_E} \quad (2.1)$$

Die Gesamtverlustleistung kann in lastunabhängige (Leerlaufverluste) und lastabhängige Verluste unterteilt werden [61]. Weiterhin kann eine Aufteilung in Verzahnungsverlustleistung, Lagerverlustleistung, Dichtungsverlustleistung und sonstige Verlustquellen erfolgen:

$$P_V = \overbrace{P_{VZP} + P_{VZ0}}^{\text{lastabhängig}} + \overbrace{P_{VLP} + P_{VLO}}^{\text{lastunabhängig}} + \overbrace{P_{VD}}^{\text{lastunabhängig}} + \overbrace{P_{VX}}^{\text{lastunabhängig}} \quad (2.2)$$

Verzahnung
Lager
Dichtung
Sonstige

Die Aufteilung der Verluste variiert in Abhängigkeit des Betriebspunktes. Im Fahrzeuggetriebe nehmen die lastabhängigen Verzahnungsverluste den größten Anteil ein. Bei sehr hohen Drehzahlen und damit hohen Umfangsgeschwindigkeiten (Turbogetriebe) überwiegen in der Regel die lastunabhängigen Verluste. Bei Hinterachsgetrieben kann die angestellte Lagerung zum Überwiegen der lastunabhängigen Verluste führen.

Der Wirkungsgrad kann durch Messung der Eingangs- und Abtriebsleistung (indirekt) oder Messung der Eingangs- und Verlustleistung (direkt) bestimmt werden. Mit der Übersetzung des Getriebes $i_G = n_A/n_E$ ergibt sich:

$$\eta_W = \frac{M_A}{M_E \cdot i_G} = 1 - \frac{M_V}{M_E} \quad (2.3)$$

2.2 Schmierzustand und Stribeckkurve

Die Relativbewegung von Kontaktpartnern verursacht Reibung und Verschleiß. Dies kann gewollt sein, z.B. bei den Kontaktpartnern Reifen und Fahrbahn oder Bleistift und Papier. Die Mehrzahl der Applikationen im Maschinen- und Fahrzeugbau erfordern jedoch die Minimierung der Reibung und des Verschleißes. Durch Einsatz eines Schmierstoffes können die tribologisch hochbelasteten Kontaktstellen getrennt und

die Reibung signifikant reduziert werden. Die Effizienz des Gesamtsystems und die Lebensdauer werden gesteigert und die Betriebskosten reduziert. Es können vier Reibzustände unterschieden werden:

- **Festkörperreibung:** Die Kontaktpartner berühren sich, es ist kein Schmierstoff vorhanden. Weiterhin sind keine schützenden Reaktionsschichten vorhanden. Der Reibzustand kommt in geschmierten Kontakten nicht vor.
- **Grenzreibung:** Die Oberflächen der Kontaktkörper sind nicht durch einen Schmierfilm voneinander getrennt. Der Schmierstoff ist jedoch an den Oberflächen der Kontaktpartner vorhanden. Die Additivierung des Schmierstoffes erzeugt reibungsmindernde Reaktionsschichten an den Oberflächen. Die Reibung wird durch Berühren der Oberflächen der Kontaktpartner, d.h. durch das Scherverhalten der Reaktionsschichten bestimmt. Der Reibwert ist deutlich geringer als bei Festkörperreibung.
- **Mischreibung:** Die Geschwindigkeiten der Kontaktkörper sind zu gering um diese vollständig zu trennen, es treten sowohl Grenz- als auch Flüssigkeitsreibung auf. Die Last wird sowohl durch den Schmierfilm, als auch durch die Rauheitsspitzen getragen. Durchschnittliche Schmierpalthöhen liegen im Bereich zwischen 0,01 μm und 1 μm .
- **Flüssigkeitsreibung:** Es können zwei Zustände unterschieden werden. Die Reibung wird durch das Scheren des Schmierstoffes verursacht.
 - **Hydrodynamische Schmierung:** Bei ausreichend hoher Bewegungsgeschwindigkeit, werden die Kontaktkörper vollständig voneinander getrennt. Das Fluid wirkt als tragfähiger Schmierfilm zwischen den Kontaktkörpern. Die typischen Kontaktpressungen liegen unter 5 MPa, die Kontaktweiten sind größer als 1 μm [31]. Die Pressungen reichen im Allgemeinen nicht aus, um die Oberflächen der Kontaktkörper maßgeblich zu verformen.
 - **Elastohydrodynamische Schmierung:** Die elastohydrodynamische Schmierung ist ein Sonderfall der hydrodynamischen Schmierung bei der die elastische Verformung der Kontaktpartner signifikant ist. Besitzen die Oberflächendeformationen die gleiche Größenordnung wie der sich einstellende Schmierfilm, spricht man von elastohydrodynamischer Schmierung. Typische Kontaktpressungen liegen zwischen 500 und 3000 MPa. Die Schmierpalthöhe liegt zwischen 0,1 μm und 1 μm .

Der Reibwert besitzt über die unterschiedlichen Schmierzustände einen typischen Verlauf, z.B. über der Geschwindigkeit der Kontaktkörper dargestellt ergibt sich folgende charakteristische Kurve (Bild 3).

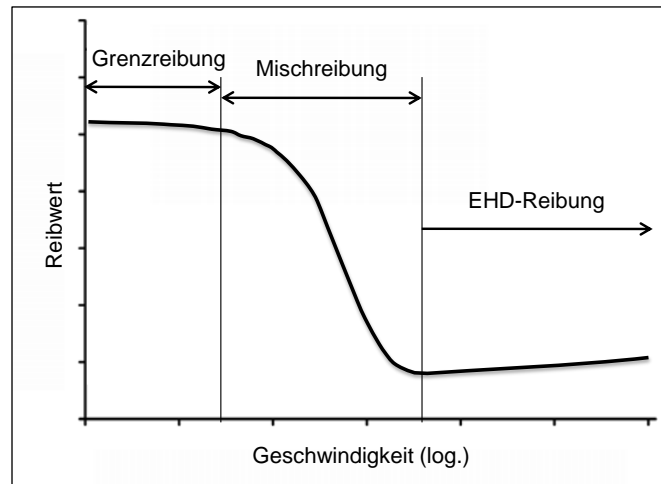


Bild 3: Schmierzustände und Stribeck-Kurve

Die Kurve wird Stribeck-Kurve genannt, Stribeck [83] veröffentlichte 1902 Untersuchungen zum Einfluss von Drehzahl und Last auf den Reibwert bei Gleit- und Wälzlagern. In der Kurve können drei Schmierzustände unterschieden werden, Grenzreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung. Bei hohen Geschwindigkeiten ((E)HD Reibung) ist die Schmierfilmdicke größer als die Oberflächenrauheiten, die Kontaktpartner sind vollständig getrennt. Die Last wird vollständig vom Fluid getragen. Sinkt die Geschwindigkeit sinkt resultierend die Schmierfilmdicke und es kommt zu Oberflächenkontakten. Es erfolgt eine Lastaufteilung zwischen Schmierstoff und Rauheiten. Weiteres Verringern der Geschwindigkeit führt zu weiteren Oberflächenkontakten bis die Last vollständig von den Rauheiten getragen wird. Dieser Zustand wird als Grenzreibung bezeichnet.

2.3 Geometrie und Kinematik von Hypoidradsätzen

Kegelräder werden verwendet, um Drehmoment und Bewegung zwischen zwei sich unter einem Winkel schneidenden bzw. kreuzenden (Hypoid-) Achsen zu übertragen. Bei Kraftfahrzeugen mit Standard- oder Allradantrieben werden nahezu ausnahmslos bogenverzahnte Hypoidradsätze in den Achsgetrieben eingesetzt. Der Achsversatz resultiert in einem größeren Ritzeldurchmesser und bietet durch die höhere Überdeckung und das größere Widerstandsmoment gegen Biegung entscheidende Vorteile in Bezug auf Geräusch- und Lastverhalten [80]. Der Achsversatz ermöglicht weiterhin die Absenkung des Fahrzeugschwerpunktes (Bild 4).

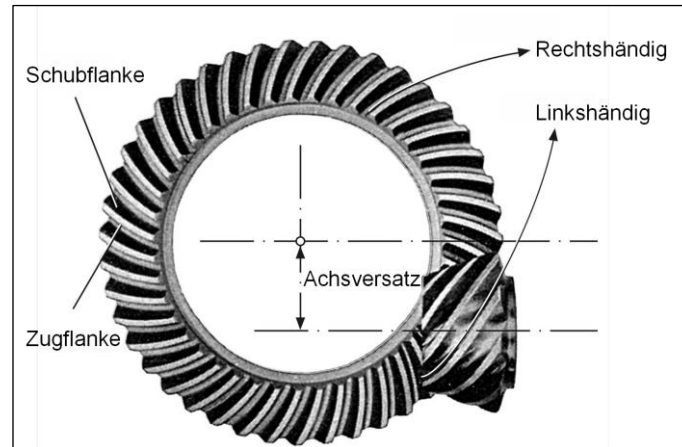


Bild 4: Darstellung Hypoidradsatz [81]

Zur Herstellung von bogenverzahnten Kegelrädern existiert eine Anzahl von Fertigungsverfahren [79]. In der Automobilindustrie werden vorwiegend einzelteilverzahnte bzw. kontinuierlich verzahnte Kegelräder verwendet. Die Auswahl des Verfahrens als auch des Hartfeinbearbeitungsverfahrens kann durchaus einen signifikanten Einfluss auf das Wirkungsgradverhalten besitzen, in der Arbeit werden ausschließlich einzelteilverzahnte, geschliffene Radsätze behandelt. Die Verzahnungsgrundparameter sowie die Kontaktbedingungen zwischen den abwälzenden Zahnrädern bestimmen neben den bereits erwähnten Kriterien den Wirkungsgrad maßgeblich. Als wesentliche Einflussfaktoren sind die kinematischen Bedingungen als auch Lastaufteilung und Kontaktkrümmungen zu nennen.

Die allgemeinen geometrischen Zusammenhänge zur Berechnung der kinematischen Verhältnisse sind in Bild 5 dargestellt. Die Radiusvektoren verbinden die jeweilige Drehachse mit dem Kontaktpunkt P . Die Drehachsen können unter jedem beliebigem Winkel mit oder ohne Achsversatz angeordnet sein. Der Wert TTX in der beispielhaften Darstellung ist der Achsversatz zwischen Ritzel- und Tellerradachse.

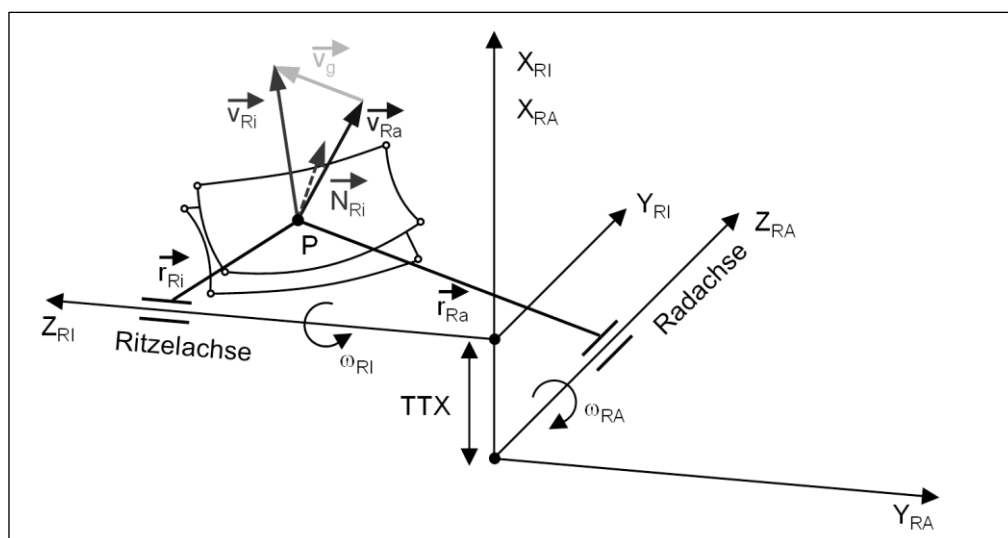


Bild 5: Graphische Erläuterung der Geschwindigkeitsberechnung

Der Winkel zwischen den beiden Drehachsen (Z_{Ri} ; Z_{Ra}) wird als Achswinkel bezeichnet; im gezeigten Beispiel beträgt er 90° , wie es im Fahrzeugbau allgemein üblich ist. Am Eingriffspunkt P ergeben sich die Tangentialgeschwindigkeiten v_{Ri} des Ritzels und v_{Ra} des Tellerrades, die senkrecht auf den zugehörigen Radiusvektoren r_{Ri} und r_{Ra} stehen. Die Gleitgeschwindigkeit v_g liegt in der durch die Normalenvektoren definierten Tangentialebene. Die Richtungen und Beträge der Geschwindigkeiten verändern sich über der Flanke. Zur Visualisierung werden die einzelnen Geschwindigkeitsvektoren so gedreht, dass man in jedem Eingriffspunkt in Richtung der Kontaktnormalen blickt und anschließend die Geschwindigkeitsvektoren in die Darstellungsebene Y_{Ra} - Z_{Ra} des Radkoordinatensystems projiziert (Bild 6).

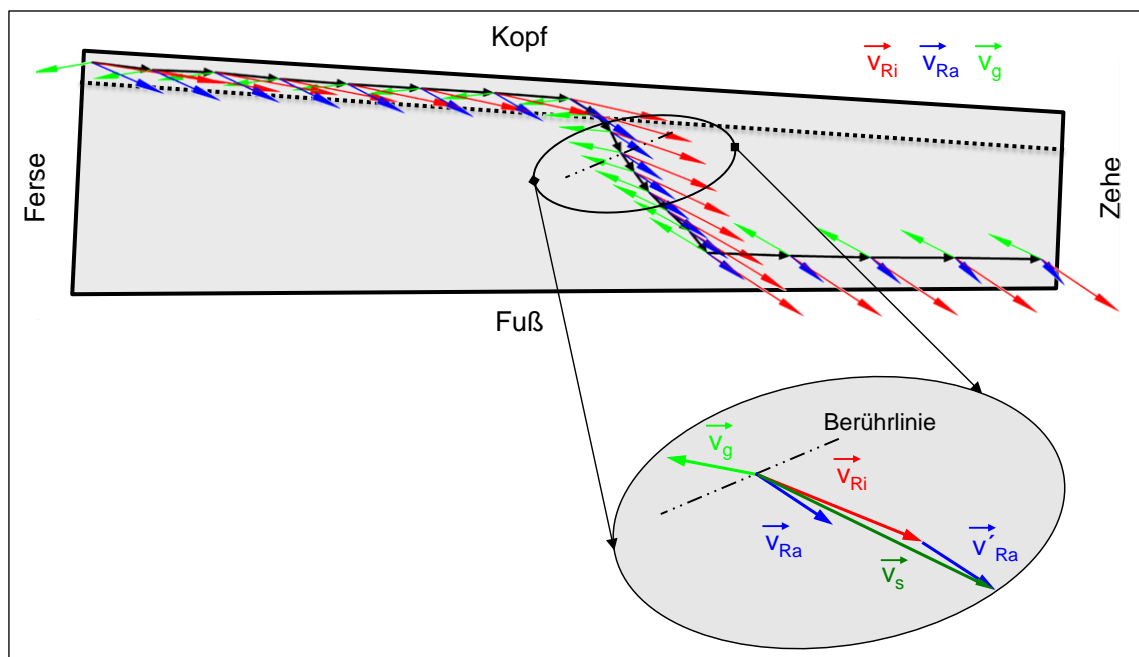


Bild 6: Geschwindigkeitsverhältnisse entlang des Kontaktweges

Bild 6 zeigt die Zahnberandung in der Projektionsebene mit dem Kontaktweg in schwarz dargestellt. Auf der gezeigten Zugseite verläuft der Kontaktweg von Ferse-Kopf zu Zehe-Fuß. Die Ritzel- und die Tellerradtangentialgeschwindigkeit besitzen aufgrund des Achsversatzes unterschiedliche Richtungen. Die Tellerradtangentialgeschwindigkeit besitzt im Gegensatz zur Ritzel-Tangentialgeschwindigkeit eine nahezu gleichbleibende Richtung über der gesamten Flanke. Die Gleitgeschwindigkeit wurde als Differenz zwischen den Ritzel- und Tellerradtangentialgeschwindigkeiten berechnet. Es ist bemerkenswert, dass die Rollgeschwindigkeit der Gleitpaarung bei Hypoidradsätzen identisch mit der Tangentialgeschwindigkeit des Tellerrades ist. Die Gleitgeschwindigkeit besitzt eine Komponente in Profilrichtung und eine in Längsrichtung. Die Profilkomponente ändert das Vorzeichen und wird wie bei Stirnrädern an der Teilkegellinie zu null. Die Komponente in Längsrichtung ist nahezu konstant über die Zahnbreite, der Betrag wird durch den Achsversatz bestimmt. In unteren Teil von Bild 6 sind die Geschwindigkeitsverhältnisse

nisse für eine mittlere Wälzstellung dargestellt. Die Summengeschwindigkeit v_s resultiert aus der vektoriellen Addition der Tangentialgeschwindigkeiten von Ritzel und Tellerrad im jeweiligen Berührungspunkt. Obgleich in dieser Arbeit mit der Summengeschwindigkeit v_s gearbeitet wird, soll zunächst in einer physikalischen Modellvorstellung das Phänomen der Schmierfilmerzeugungsgeschwindigkeit betrachtet werden. Während beispielsweise eine Ölmenge bzw. eine Ansammlung von Ölmolekülen an der Tellerradflankenfläche sich mit der Tangential-Geschwindigkeit des Tellerrades auf die Eingriffszone zubewegt, wird ein Teil der betrachteten Ölmenge bzw. Ölmoleküle sich nach dem Eingriff auf der Ritzelflankenfläche mit der Tangentialgeschwindigkeit des Ritzels weiterbewegen. In der Eingriffszone selbst wurden sowohl die Richtung als auch die Geschwindigkeit des Schmierstoffes geändert. Vereinfacht betrachtet liegt die Bewegungsrichtung im mittleren Punkt der Eingriffszone zwischen den Orientierungen der Ritzel- und Tellerradtangentialgeschwindigkeit. Die momentane Bewegungsgeschwindigkeit der durch den Eingriff geförderten Schmierstoffmenge liegt zwischen den Beträgen der beiden Tangentialgeschwindigkeiten (v_{Ri} , v_{Ra}). Diese Erklärung zeigt, dass die Verwendung der halben Summengeschwindigkeit in Richtung und Betrag zur Berechnung der Schmierfilmdicke den physikalischen Gegebenheiten der Hypoidgetriebe gerecht wird. Dies ermöglicht die Anwendung des mittels Scheibenprüfstandsversuchen kalibrierten hydrodynamischen Formelwerkes und eine auf dem zweidimensionalen Stirnrad aufbauende analoge Erweiterung zum dreidimensionalen Kegelrad zulässt.

Die Bestimmung der Normalkraft F_N erfolgt mit Hilfe des Drehmoments und der daraus folgenden Tangentialkraft F_X . Die Kräfte F_Y , F_Z und die Normalkraft werden mittels der bereits bekannten Normalenrichtung, die aus der Flankengeometrie resultiert, bestimmt. Die Vorgehensweise ist schematisch in Bild 7 dargestellt.

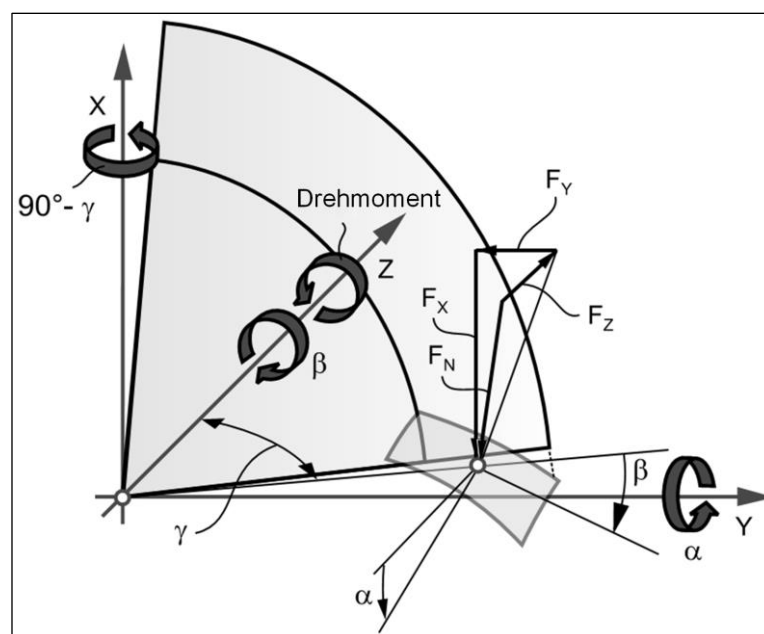


Bild 7: Graphische Erläuterung der Kräfteberechnung [79]

In Abhängigkeit der Verzahnungsparameter und der aufgetragenen Last ergeben sich durch den sich verändernden Mehrfacheingriffszustand verschiedene Lastaufteilungen. Mit steigender Last kommen mehr Berührlinien in Eingriff. Zur Berechnung der Lastaufteilung stehen Verfahren unterschiedlicher Komplexität und Genauigkeit zur Verfügung. In der vorliegenden Arbeit wird die Lastaufteilung mit Hilfe eines in einem früheren Forschungsprojekt [2] entwickelten analytischen Federkontaktmodells berechnet. In Bild 8 sind Ergebnisse eines Radsatzes für verschiedene Drehmomente dargestellt.

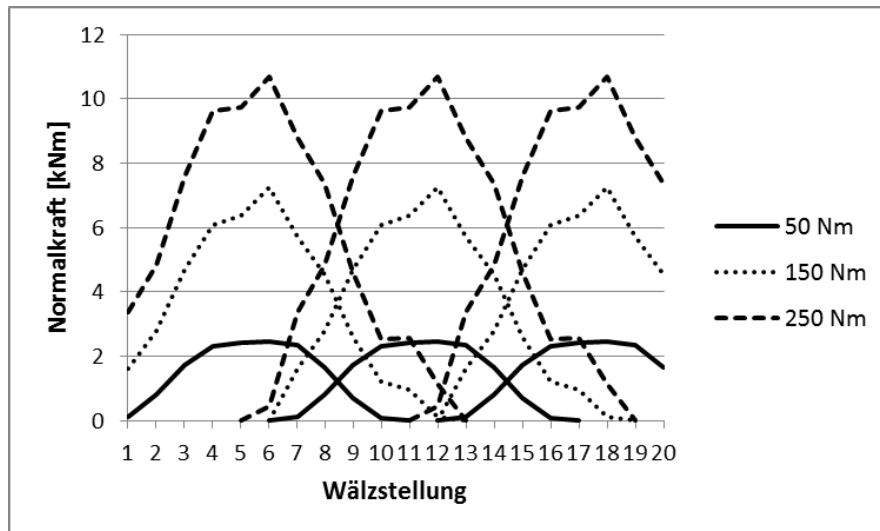


Bild 8: Lastaufteilung eines Radsatzes für verschiedene Drehmomente

Die Darstellung enthält neben dem betrachteten Zahnpaar auch das vorhergehende und das nachfolgende Zahnpaar. Betrachtet man ein einzelnes Zahnpaar, wird ersichtlich, dass mit steigender Last mehr Berührlinien in Eingriff kommen, der Gesamteingriffsbereich nimmt zu. Mit zunehmender Belastung verkleinert sich auch der Einzeleingriffsbereich der Verzahnung, der Mehrfacheingriffsbereich wächst. Die Anzahl der im Eingriff befindlichen Zähne in einer Wälzstellung kann aus dem Bild mit Hilfe eines senkrechten Schnittes entnommen werden. Alle zu einer Belastung zugehörigen Kurven bzw. Zahnpaare, die geschnitten werden, teilen sich die Last. Das Drehmoment teilt sich verformungsbedingt auf mehrere Zahnpaare auf und verringert somit die Beanspruchungen.

Neben der Normalkraft ist zur Berechnung der Pressungen und auch der Reibwerte die Bestimmung der Kontaktkrümmungen notwendig. Beim Kegelrad handelt es sich beim Abwälzen der Flanken um den Kontakt allseitig gekrümmter Flächen (Bild 9). Dabei entsteht eine elliptische Kontaktfläche, die Berechnung der Kontaktpressungen erfolgt auf Basis der Hertzschen Gleichungen. Dazu werden die Hauptkrümmungsrichtungen in Berührlinienrichtung und senkrecht dazu festgelegt. Die Einzelkrümmungen werden aus den zweifach partiellen Ableitungen des Flächenpolynoms

der Flankenoberfläche des Ritzels bzw. Tellerrades in Berührlinienrichtung und senkrecht dazu bestimmt [82].

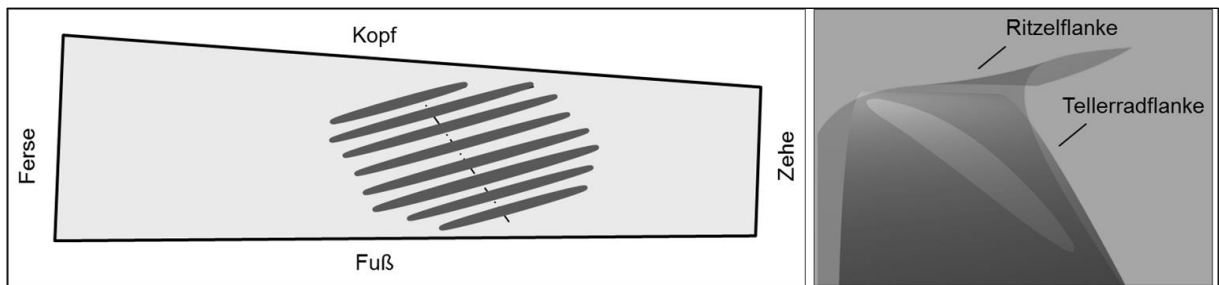


Bild 9: Flankenoberfläche und resultierende Kontaktellipse, schematisch

Diese werden zur Berechnung der reduzierten Ersatzkrümmungen herangezogen. Der Verlauf der Ersatzkrümmung senkrecht zur Berührlinie ist ausschlaggebend für den Schmierfilmaufbau (Bild 10).

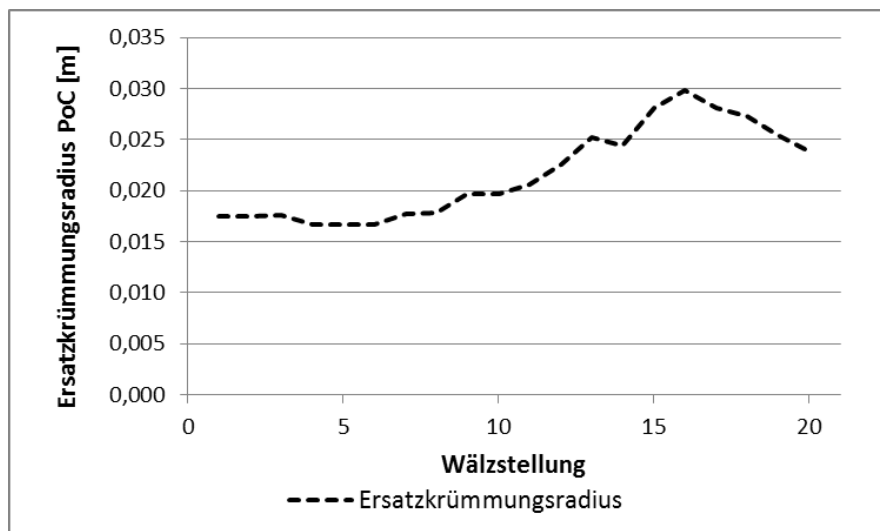


Bild 10: Verlauf des Ersatzkrümmungsradius senkrecht zur Berührlinienrichtung

Der Ersatzkrümmungsradius ändert sich während des Abwälzens beginnend an Ferse-Kopf zu Zehe-Fuß und wächst dabei geringfügig an. Die größten Änderungen treten im mittleren Flankenbereich beim Wandern vom Tellerradkopf zum Fuß auf. Diese Veränderung wird im Wesentlichen auf die zunehmende evolventische Profilkrümmung des Ritzelzahns zurückgeführt.

2.4 Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad

Bei der Bestimmung des Wirkungsgrades eines Achsgetriebes spielt eine Reihe von Einflussfaktoren eine Rolle (Bild 11).

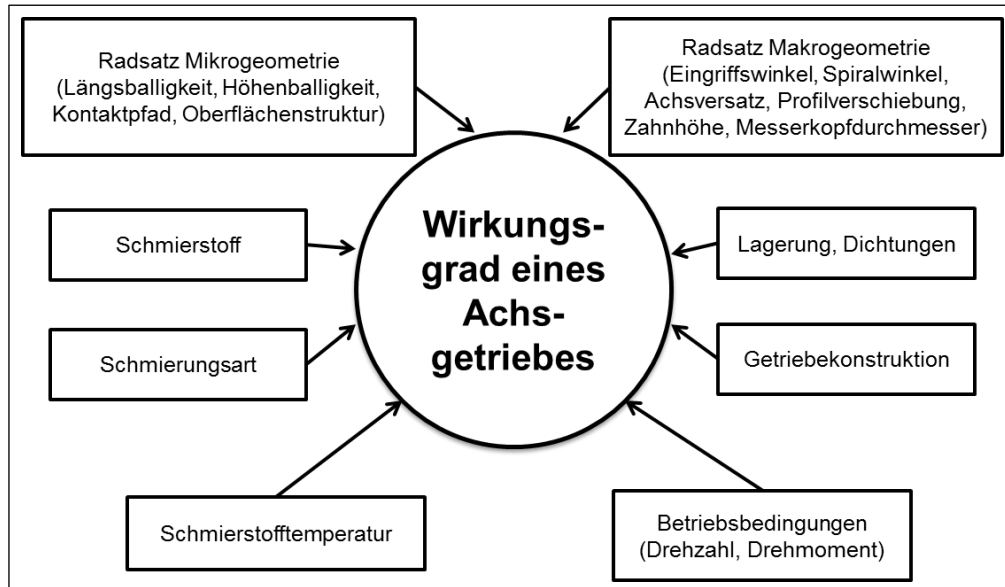


Bild 11: Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad eines Achsgetriebes, nach [91]

Die Parameter können, bezogen auf den Radsatz, in drei Gruppen untergliedert werden. Dies sind erstens Einflussgrößen, die von außen auf die Verzahnung einwirken. Dazu gehören die Getriebekonstruktion, die resultierende Gehäusesteifigkeit, die Lager und die Schmierungsart. Zweitens sind dynamische Faktoren zu nennen, die in Relation zum Belastungs- bzw. Fahrzyklus stehen (Drehzahl/Drehmoment-Kollektiv und Schmierstofftemperatur). Die konstruktiven Parameter des Hypoidradsatzes (Makrogeometrie, Mikrogeometrie) bilden die dritte Gruppe. Der Einfluss dieser Parameter auf die lastabhängigen Verluste des Hypoidradsatzes soll in der Arbeit untersucht werden. Die von außen auf die Verzahnung wirkenden Einflussgrößen werden als konstant angenommen, so dass dadurch keine Änderungen der Verlustleistung hervorgerufen werden. Weiterhin sollen Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad des Achsgetriebes im Betriebsbereich (Fahrzyklus) untersucht werden; neben dem Radsatz tragen die Lager-, Dichtungs- und die Planschverluste zu den Gesamtverlusten bei. Der Zykluswirkungsgrad ergibt sich als Integration der Verlustleistung bzw. der Wirkungsgrade aller Betriebspunkte (Drehzahl/Drehmoment) des Fahrzyklus. Beispielhaft ist die Verlustverteilung für ein Achsgetriebe eines Mittelklassefahrzeuges im NEFZ in Bild 12 dargestellt.

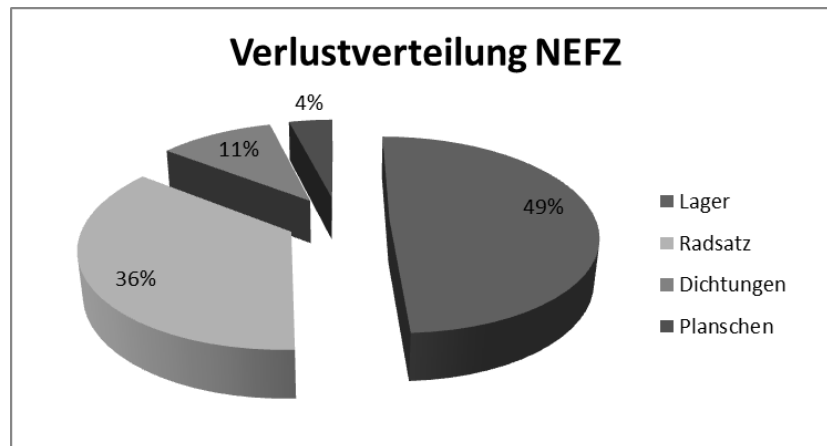


Bild 12: Verlustverteilung im NEFZ, $T=100^{\circ}\text{C}$, Achsgetriebewirkungsgrad $\eta_w=0,949$

Die Betrachtung der Verlustanteile zeigt, dass verschiedene Ansatzpunkte zur Optimierung des Achsgetriebewirkungsgrades vorhanden sind. Der Radsatz und die Lager verursachen über 80% der Gesamtverluste. Den Großteil der Lagerverluste bilden lastunabhängige Vorspannungsverluste. Paul, Domian und Mohr [67] bewerten das Verbesserungspotential durch Optimierung der lastunabhängigen Verluste mit 1-1,5%. Im Achsgetriebe werden angestellte Kegelrollenlager eingesetzt. Durch Verwendung von Tandemschräggugellagern [78] oder Kegelrollenlagern mit verbesserter Makrogeometrie [56] lassen sich deutliche Wirkungsgradverbesserungen erzielen. Auffahrt, von Petery und Winkler [1] geben eine Reduktion der Gesamtgetriebeverluste von bis zu 20% im NEFZ an. Matsuyama, Kawaguchi und Ogino [57] führen Untersuchungen an Ritzellagern durch und erreichen eine Reduzierung des Lagerreibmomentes von 60% durch Verwendung von reibungsoptimierten Kegelrollenlagern. Der Einsatz optimierter Lager resultiert in einer Halbierung der Lagerverluste und damit in der Dominanz der Radsatzverluste. Maelger [49, 53] untersucht das Potential neuer Additivpakete in Verbindung mit niedrigviskosen Schmierstoffen und demonstriert Wirkungsgradverbesserungen von 0,3% im Vollastbereich. Taylor et. al. [85] untersuchen am Beispiel des European Transient Cycle (ETC) die Vorteile synthetischer Schmierstoffe gegenüber mineralölbasierten Schmierstoffen für Motor, Getriebe und Achsgetriebe von Nutzfahrzeugen. Für die kennfeldbasierte Analyse werden die gemessenen Wirkungsgradkennfelder der Komponenten [27] durch Polynome 2. Grades approximiert. Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass durch Einsatz synthetischer Schmierstoffe deutliche Wirkungsgradverbesserungen aller Komponenten erzielbar sind. Für das Achsgetriebe ergeben sich im Durchschnitt Verbesserungen von 1% und damit größeres Verbesserungspotential als für den Motor (0,9%) und das Getriebe (0,6%). Winkelmann, El Saeed und Bell [95] untersuchen das Potential von Super-Finishing-Techniken zur Reibungsminderung im Antriebsstrang. Bei Achsgetriebe-Radsätzen [96] ergeben sich durch die stark verringerte Oberflächenrauheit ($R_a=0,04$) Verbesserungen des Wirkungsgrades von bis zu 1,5%.

Es ist festzuhalten, dass bisher vor allem Lager und Schmierstoffe bezüglich des Wirkungsgradoptimierungspotentialen untersucht wurden. Weiteres Verbesserungspotential besteht entsprechend in einer Verringerung der Verluste des Radsatzes durch konstruktive Maßnahmen. Die Wirksamkeit der o.g. Optimierungsmaßnahmen wurde häufig nur anhand ausgewählter Betriebsbedingungen bzw. am Beispiel des NEFZ untersucht. Zur qualitativen und quantitativen Übertragbarkeit auf verschiedene Fahrzyklen konnten keine Untersuchungen identifiziert werden.

2.4.1 Untersuchungen zur Verlustleistung von Hypoidradsätzen

Die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung P_{VZ} (Kapitel 2.1) kann anhand des Coloumbischen Reibungsgesetzes für jeden Eingriffspunkt berechnet werden:

$$P_{VZ}(x) = F_N(x) \cdot v_g(x) \cdot \mu(x) \quad (2.4)$$

Die Normalkraft F_N wird von der Verzahnungsgeometrie und der Belastung bestimmt. Die Gleitgeschwindigkeit v_g wird von der Kontaktgeometrie und dem Verlauf des Kontaktpfades bestimmt. Der Reibwert μ ist sowohl von der Oberflächenqualität und den Schmierstoffkenngrößen als auch der Belastung und der Kontaktgeometrie abhängig.

Die Berechnungsverfahren können unterschieden werden in empirische Ansätze zur Berechnung einer mittleren Verzahnungsverlustleistung (basierend auf Messungen an Prüfständen) und Verfahren zur Berechnung diskreter Reibungszahlen (basierend auf numerischen Verlustleistungs- und Reibmodellen).

2.4.1.1 Untersuchungen auf Basis der Makrogeometrie

Die empirischen Bestimmungsgleichungen verwenden meist eine mittlere Verzahnungsreibungszahl. Der Wirkungsgrad bzw. die Verlustleistung eines Hypoidradsatzes wird anhand von Ersatzschraubenrädern in der mittleren Zahnbreite bestimmt.

Buckingham [6] entwickelt eine Berechnungsgleichung für den Wirkungsgrad von Hypoidgetrieben indem er die Verluste eines Ersatz-Kegelradpaares und einer Ersatz-Schneckenradverzahnung getrennt ermittelt und aufsummiert. Er verwendet für Kegelräder und Schneckenräder unterschiedliche, ausschließlich von der mittleren Gleitgeschwindigkeit abhängige Reibwertgleichungen.

Naruse [60] führt Untersuchungen an kreisbogenverzahnten und Klingelnberg-Hypoidradsätzen durch und bestimmt Reibwertgleichungen wiederum in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit am Mittelpunkt der Eingriffstrecke.

Coleman [13] gibt eine einfache Gleichung zur direkten Bestimmung des Verzahnungswirkungsgrades von geradverzahnten und bogenverzahnten Kegelrädern an. Er berücksichtigt die Belastung, Zahnlängs- und Profilgleiten sowie die Lagerreibung. Coleman gibt als Empfehlung für die mittlere Verzahnungsreibungszahl einen Wert von 0,05 an.

Niemann und Winter [62] berechnen die Verzahnungsverluste für Hypoidradsätze mit Hilfe eines Ersatz-Schraubgetriebes. Die Reibwertgleichung berücksichtigt die Verzahnungsgeometrie, die Belastung sowie die Viskosität und die Oberflächenrauheit. Schlenk [73] modifiziert diesen Ansatz und führt einen Faktor zur Berücksichtigung synthetischer Schmierstoffe ein. Diese Berechnungsmethode wird in [37] und [38] verwendet.

Wech [91] führt umfangreiche Messungen an verschiedenen Radsätzen und Schmierstoffen durch und entwickelt auf Basis des Ansatzes von Michaelis eine Reibwertgleichung für bogenverzahnte Kegelradgetriebe. Er führt zusätzlich Faktoren zur Berücksichtigung der Schmierstoffart und der Schmierungsart ein.

Doleschel [15] erweitert diese Methoden mit einem Berechnungsansatz für den Reibwert, der die Eigenschaften des Schmierstoffs detailliert berücksichtigt. Das tribologische Verhalten verschiedener Schmierstoffe wird im Zweiseibenprüfstand und im Verzahnungsprüfstand untersucht. Aus den experimentellen Ergebnissen des Verzahnungsprüfstandes wird ein Mischreibmodell abgeleitet, der Reibwert wird für die Grenzreibung in Abhängigkeit der Last und der Geschwindigkeit, für die Flüssigkeitsreibung auch der Viskosität mit Hilfe eines Exponentialansatzes bestimmt. Die Aufteilung in Grenz- und Flüssigkeitsreibung wird iterativ vorgenommen. Die benötigten Parameter können aus einem Wirkungsgradtest bestimmt werden. Doleschel gibt Parameter für eine große Anzahl von Schmierstoffen an. Eine Übertragung der Berechnungsmethode auf Schrägstirnräder oder Hypoidradsätze ist aufgrund des fehlenden bzw. deutlich reduzierten Eingriffsstoßes nur begrenzt möglich. Weiterhin führen die unterschiedlichen Eingriffsbedingungen bei Hypoidradsätzen zu einem größeren Fehler. Es wird ein Achsgetriebe als Anwendungsbeispiel dargestellt, die Berechnung zeigt vor allem bei Grenzreibung große Abweichungen.

Kolekar et. al. [44] verwenden den Berechnungsansatz nach Buckingham in Kombination mit dem vereinfachten EHD-Reibmodell von Olver und Spikes [64] um den Einfluss von verschiedenen Schmierstoffen auf den Radsatzwirkungsgrad im NEFZ und im Artemis-Zyklus zu untersuchen. Die Berechnung zeigt, dass niedrigviskose Schmierstoffe zu einer deutlichen Wirkungsgradverbesserung, vor allem im NEFZ,

führen. Weiterhin wird der Einfluss von Additiven auf den Wirkungsgrad untersucht, aufgrund des geringen Anteils von Grenzreibung im Fahrzyklus zeigen sich kaum Änderungen des Wirkungsgrades. Ein Vergleich mit experimentellen Daten wird nicht durchgeführt.

2.4.1.2 Untersuchungen auf Basis der Mikrogeometrie

Die Arbeiten im Bereich EHD-Schmierung gehen grundlegend auf die Veröffentlichungen von Grubin-Ertel [30] und Dowson [17] zurück. Die Anwendung von Mehrgitterverfahren [52, 88] auf die EHD-Berechnung brachte eine signifikante Verkürzung der Berechnungszeiten. Es existiert eine Vielzahl von Veröffentlichungen die sich mit der numerischen Bestimmung der Druck- und Schmierfilmdickenverläufe, angewandt auf Lagerwälzkontakte und geradverzahnte Stirnräder, beschäftigen. Eine Übersicht der historischen Entwicklung findet sich in [16] oder [74]. Im Folgenden wird nur auf Arbeiten mit Bezug zu Kegelrädern eingegangen. Die EHD- bzw. Mischreibmodelle werden in Verbindung mit einer diskreten Berechnung der lastabhängigen Verlustleistung über dem Kontaktpfad eingesetzt, dazu werden mittels Zahnkontaktanalyse und Festigkeitsberechnungen (FE-basiert oder semianalytische Lastverteilungsmodelle) die benötigten Parameter bestimmt.

Simon [75] verwendet ein isothermes Punktkontaktmodell, um Druck- und Schmierfilmdickenverläufe an einem Hypoidradsatz zu untersuchen. Handschuh [32] entwickelt ein FE-Modell, um das thermische Verhalten von Spiral-Kegelrädern zu untersuchen. Simon [76] untersucht den Einfluss des Verlagerungsverhaltens eines Hypoidradsatzes auf den Reibwert und die Maximaltemperatur mit Hilfe eines thermoelastohydrodynamischen Kontaktmodells.

Cioc [12] entwickelt ein thermisches, nichtlineares EHD-Linienkontaktmodell und löst die gekoppelten Gleichungen für raue Kontakte. Die numerische Lösung des Modells ist aufwändig. Xu [98] verwendet dieses Modell, um eine große Anzahl an Parameterstudien unter Variation der Kontaktgeometrie, der Geschwindigkeiten, der Belastung, der Schmierstoffeigenschaften und der Oberflächenrauheit durchzuführen. Aus den Ergebnissen wird mit Hilfe einer anschließenden Regressionsanalyse eine Berechnungsgleichung für den Reibwert abgeleitet. Ein Vergleich mit Messungen wird mit Stirnrädern durchgeführt, die berechneten Verlustleistungen stimmen gut mit der Messung überein. Mit Hilfe des Modells wird exemplarisch eine Face-Hobbing-Verzahnung analysiert. Kolivand [45] entwickelt ein semi-analytisches Lastverteilungsmodell für Face-Milling und Face-Hobbing Verzahnungen. In Anlehnung an Xu wird eine Parameterstudie unter Verwendung des transienten Mischreibmodells von Li [48] durchgeführt und Reibwertgleichungen für die einzelnen Schmierungszustände mittels Regression bestimmt. Zwei Face-Hobbing Radsätze mit unterschiedlichem

Achsversatz werden analysiert, ein Vergleich mit experimentellen Daten wird nicht durchgeführt.

Mohammadpour et. al. [59] kombinieren ein MKS-Modell eines Achsgetriebes mit einem EHD-basierten Mischreibmodell um den Einfluss der Reibkraft auf das NVH-Verhalten zu untersuchen. Die Eingangsdaten für das Mischreibmodell werden aus einer FE-basierten Lasttragbildanalyse extrahiert. Für den NEFZ werden Radsatzwirkungsgrade zwischen 85% und 98% berechnet.

Pu et. al. [69] entwickeln ein deterministisches 3D-Mischreibmodell und untersuchen den Einfluss der Ausrichtung der Rauheiten auf den Reibwert von Hypoidkegelrädern. Weiterhin wird der Einfluss des Achsenverhältnisses der Kontaktellipse auf die Schmierfilmdicke untersucht. Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass beide Parameter nur eingeschränkten Einfluss auf den Reibwert haben. Der Berechnungsansatz weist aufgrund des erforderlichen Diskretisierungsgrades einen hohen Zeitbedarf auf.

Es ist festzuhalten, dass zum Einfluss aller makrogeometrischen und mikrogeometrischen Auslegungsparameter auf den Wirkungsgrad von Hypoidradsätzen bisher keine systematischen Untersuchungen vorliegen.

2.5 Präzisierung der Aufgabenstellung

Im Automobilsektor besteht die Forderung einen Beitrag zur Erreichung der globalen Emissionsziele zu leisten. Bei Nichteinhaltung der Reduktionsziele drohen den Herstellern erhebliche Strafzahlungen, wie in Kapitel 1.1 ausgeführt. Um den Kraftstoffverbrauch weiter zu senken, gilt es die Fahrwiderstände zu reduzieren und den Antriebsstrangwirkungsgrad zu verbessern. Die Optimierung des Achsgetriebes kann bei Fahrzeugen mit längseingebautem Motor bzw. Allradantrieb einen signifikanten Beitrag zur Verbesserung des Wirkungsgrades leisten. Als Hauptverlustverursacher im Achsgetriebe sind der Hypoidradsatz und die Lager zu nennen. Die Lagerverluste können zum Beispiel durch Einsatz von Tandemschräggugellagern wesentlich reduziert werden, weitere Verbesserungen sind entsprechend durch die Verringerung der Verzahnungsverluste zu realisieren. Die Literaturrecherche hat ergeben, dass eine systematische Untersuchung und Bewertung des Einflusses aller konstruktiven Parameter auf den Wirkungsgrad von Hypoidradsätzen im Gegensatz zu Stirnrädern [21, 50, 94] bislang nicht vorliegt.

In der vorliegenden Arbeit soll der Einfluss konstruktiver Parameter auf den Wirkungsgrad von Hypoidverzahnungen (Bild 13, oben) untersucht werden, dazu ist die Durchführung einer umfassenden Parameterstudie erforderlich.

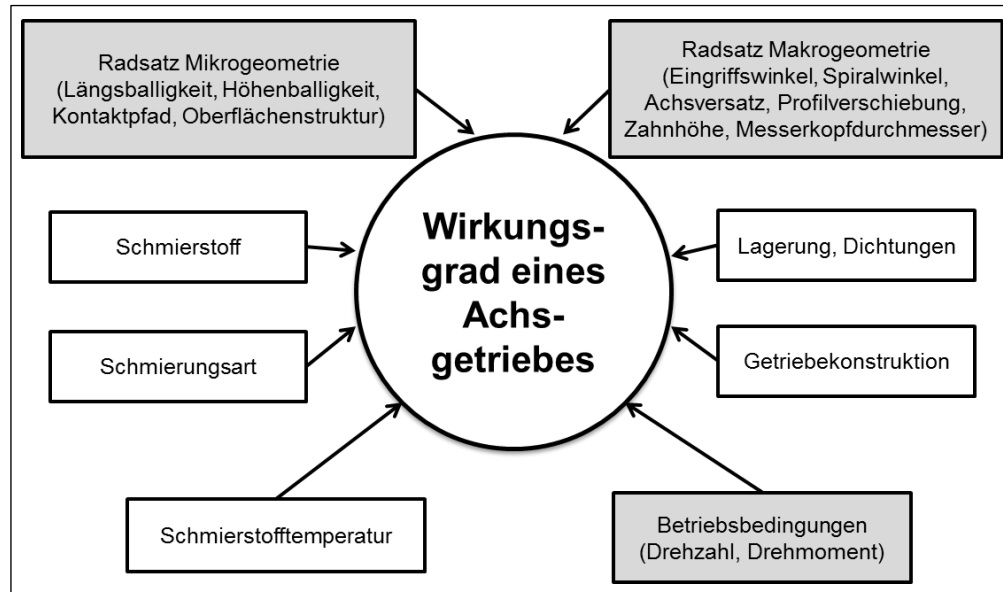


Bild 13: Einflussgrößen und Fokus der Arbeit

Zur rechnerischen Erfassung der Einflussgrößen ist dazu ein geeignetes, modular erweiterbares Reibmodell zu entwickeln. Desweiteren ist die Wirkung von Optimierungsmaßnahmen in Abhängigkeit der Fahrzyklen zu untersuchen (Bild 13, unten).

Im Detail können folgende Teilaufgaben definiert werden:

- **Entwicklung eines Wirkungsgradmodelles für Hypoidradsätze auf Basis der Mikrogeometrie:** vorhandene empirische Ansätze zur Bestimmung des Wirkungsgrades basieren auf der Berechnung der Verzahnungsverlustleistung in der mittleren Zahnbreite unter Verwendung gemittelter Größen auf Basis der Makrogeometrie. Die Anwendung dieser Ansätze zur Bestimmung eines mittleren Reibwertes auf eine diskrete Reibwertberechnung über dem Kontaktweg ist nicht zielführend. Der Einfluss der Mikrogeometrie wie auch teilweise makrogeometrischer Parameter kann nicht abgebildet werden. Mit Hilfe der vorhandenen numerischen Modelle ist dieser Einfluss darstellbar, aufgrund des Zeitbedarfs eignen sich die Modelle nur eingeschränkt für den Einsatz in der Auslegungsphase. Die Entwicklung eines thermischen Mischreibmodelles für elliptische Kontakte, wie sie bei Hypoidradsätzen vorliegen, erscheint deshalb notwendig, um unter Verwendung der aus der Flankengeometrie berechneten Parameter Schlüsse auf den Reibwert und damit den Wirkungsgrad zu ziehen. Mit Hilfe eines solchen Modells kann anschließend der Einfluss konstruktiver Parameter auf den Reibwert und den Wirkungsgrad von Hypoidradsätzen untersucht werden. Zukünftig wird die detaillierte Betrachtung der Schmierstoff- und Oberflächenparameter auf das Reibregime und den Reibwert von grundlegender Bedeutung sein, dementsprechend ist eine modulare Erweiterbarkeit des Modelles anzustreben.

- **Parameterstudie zur Bewertung des Einflusses konstruktiver Parameter auf den Wirkungsgrad von Hypoidradsätzen:** es ist eine Studie makro- und mikrogeometrischer Auslegungsparameter unter Verwendung des entwickelten Berechnungsmodells auf Basis der tatsächlichen Flankengeometrie und nach eingehender Validierung mit Hilfe von Prüfstandsmessungen durchzuführen. Die Parameterstudie sollte Summeneingriffswinkel, Spiralwinkel, Profilverschiebung, Messerkopfradius, Zahnhöhe, Längs- und Höhenballigkeit sowie Achsversatz beinhalten. Damit sind alle üblichen Freiheitsgrade, die in der Auslegung zur Verfügung stehen, erfasst. Die resultierenden Unterschiede sind sowohl über die Wälzstellungen als auch in Abhängigkeit der Betriebspunkte, d.h. Drehzahl und Drehmoment, herauszuarbeiten.
- **Analyse und Bewertung von Einflussgrößen im Betriebsbereich/Fahrzyklus:** zur Analyse und Bewertung von Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad im Fahrzyklus bzw. zur Aufteilung der Verluste in Abhängigkeit der Fahrzyklen liegen kaum Veröffentlichungen vor. Die Wirksamkeit von Verbesserungsmaßnahmen wird häufig nur anhand ausgewählter Betriebsbedingungen bzw. am Beispiel des NEFZ untersucht. Es ist von Interesse inwieweit sich Verbesserungsmaßnahmen auf andere Fahrzyklen quantitativ übertragen lassen. Dazu sind die Entwicklung von Visualisierungs- und Bewertungswerkzeugen und der Übergang zu einer kennfeldbasierten Untersuchung notwendig, da sich der Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Belastungskollektivs (Drehzahl, Drehmoment) ändert. Der Fokus liegt hierbei auf dem Hypoidradsatz. Es werden Werkzeuge benötigt, die vorzugsweise direkt in der Auslegungsphase zur Einflussgrößenbewertung herangezogen werden können.

3 Entwicklung eines thermo-elastohydrodynamischen Mischreibmodells

In diesem Kapitel soll ein thermo-elastohydrodynamisches Mischreibmodell zur Berechnung der Reibung in rauen, elliptischen Kontakten entwickelt werden. Dazu stehen Ansätze unterschiedlichen Detaillierungsgrades zur Verfügung [12, 24, 40, 48, 55, 93]. Mit Hinblick auf eine spätere Verwendung zur Kennfeldberechnung wird das Lastverteilungsmodell nach Johnson [40] verwendet und die Hertzsche Pressung zur Berechnung des Druckes im Kontaktspace herangezogen. Die Bestimmung des Festkörpertragdruckes erfolgt mit Hilfe des Greenwood & Williamson - Kontaktmodells [29]. Auf Basis des isothermen Ansatzes von Liu [51] werden eine thermische Berechnung entwickelt und die Lastaufteilungsfaktoren bestimmt. Das Modell ist universell verwendbar und nicht auf die Berechnung der Reibung zwischen Zahnflanken beschränkt.

Die Mischreibung ist der Bereich zwischen der Grenzreibung und der Flüssigkeitsreibung. Die Last (Normalkraft F_N) wird zu einem Teil von den Rauheitsspitzen und zu einem anderen Teil vom Schmierfilm getragen:

$$F_N = F_{as} + F_h \quad (3.1)$$

Hierbei ist F_{as} die durch die Oberflächenrauheiten und F_h die durch den Schmierfilm getragene Last. Zur Berechnung der Last werden Lastaufteilungsfaktoren verwendet:

$$\gamma_1 = \frac{F_N}{F_h} \quad (3.2)$$

$$\gamma_2 = \frac{F_N}{F_{as}} \quad (3.3)$$

Durch Umformen ergibt sich die folgende Abhängigkeit:

$$\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} = 1 \quad (3.4)$$

Die Gesamtdruckverteilung im Schmierspalt p_{ges} setzt sich entsprechend aus der hydrodynamischen Druckverteilung p_h sowie dem Festkörper-Kontaktdruck \bar{p}_{as} zusammen:

$$p_{ges} = p_h + \bar{p}_{as} \quad (3.5)$$

Der Gesamtdruck wird als Hertzsche Druckverteilung angenommen (Bild 14).

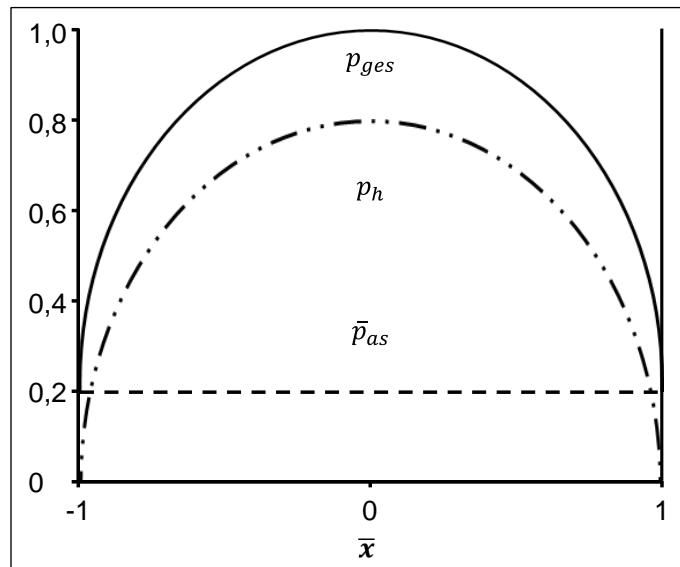


Bild 14: Druckaufteilung bei Mischreibung nach [51]

Die hydrodynamische Druckverteilung ist proportional zur Gesamtdruckverteilung mit dem Proportionalitätsfaktor $1/\gamma_1$. Der Festkörper-Kontaktdruck wird entsprechend dem GW-Modell, bei welchem ein konstanter Abstand zu einem konstanten Druck führt, als konstant über dem Kontaktbereich mit dem Proportionalitätsfaktor $1/\gamma_2$ angenommen.

Die Fluidreibung wird durch das Eyring-Modell [34, 41] beschrieben, wobei zur Berechnung der Grenzreibung ein konstanter Reibwert vorgegeben wird. Den thermischen Effekten wird durch Verwendung eines Schmierfilmdickenreduktionsfaktors nach Hsu und Lee [36] und der Lösung der Energiegleichung Rechnung getragen. Die Bestimmung der Temperaturen der Kontaktkörper wird dabei mit den Näherungslösungen von Bos [5] realisiert. Die Berechnungsgrundlagen werden beginnend mit der Hertz'schen Druckberechnung im Folgenden dargestellt.

3.1 Kontaktbeanspruchung

In Bild 15 ist ein elastohydrodynamischer Kontakt mit Schmierfilmdicken und Kontaktdruckverlauf dargestellt. Der Kontakt gliedert sich in die Einlaufzone, die Kontaktzone und die Auslaufzone.

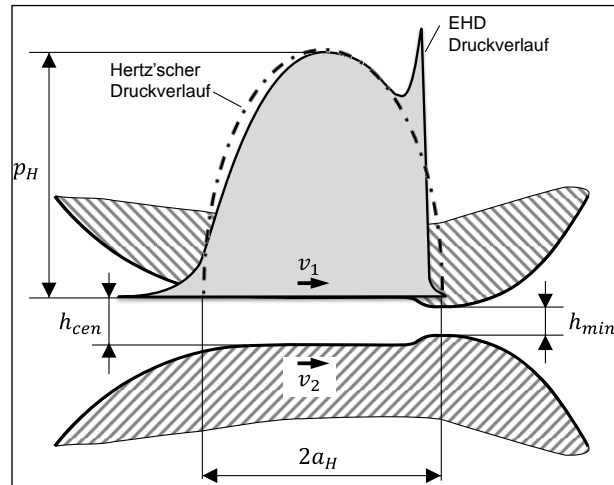


Bild 15: EHD-Kontakt mit Druckverläufen und Schmierfilmdicke

Die Schmierfilmdicke wird durch die physikalischen Eigenschaften des Schmierstoffes und den Druckgradienten in der Einlaufzone bestimmt [74]. Der Schmierfilmdickenverlauf in der Kontaktzone ist nahezu parallel und entspricht bis auf die Einschnürung am Kontaktende (minimale Schmierfilmdicke h_{min}) dem Mittelwert der zentralen Schmierfilmdicke h_{cen} . In der Einlaufzone ist im Vergleich mit dem Hertz-schen Druckverlauf ein kontinuierlicher Anstieg des EHD-Druckverlaufes zu beobachten. Der EHD-Druckverlauf in der Kontaktzone entspricht nahezu der Hertz-schen Druckverteilung für trockene Kontakte. Am Ende der Kontaktzone kommt es kurz vor der Verengung des Schmierpaltes zu einer lokalen Druckerhöhung, der sogenannten Petrusevich-Spitze.

Der Reibwert wird von den Eigenschaften des Schmierstoffes und den Bedingungen in der Kontaktzone bestimmt. Bei hochbelasteten Kontakten zur Leistungsübertragung, wie im Beispiel von Zahnrädern, dominiert die Gleitreibung aufgrund der exponentiellen Abhängigkeit der Scherspannung (Viskosität) vom Druck. Die von der Druckströmung hervorgerufene Reibung hat nur einen sehr geringen Anteil an der Gesamtreibung und kann daher vernachlässigt werden [74].

Im Bereich der Kontaktzone, die für das Entstehen der Reibung verantwortlich ist, kann der EHD-Druckverlauf durch den Hertz-schen Druckverlauf hinreichend genau beschrieben werden. Die Berechnung der Schmierstoffeigenschaften und damit der Reibungszahl kann somit unter Verwendung des Hertz-schen Druckverlaufes erfolgen.

Zur Berechnung der Hertz-schen Größen an Stirnrädern wird meist von einem Linienkontakt ausgegangen. Nach Hertz kann ein Linienkontakt zweier gegenseitig gekrümmter Körper durch einen Zylinder-Ebene-Kontakt nachgebildet werden (Bild 16).

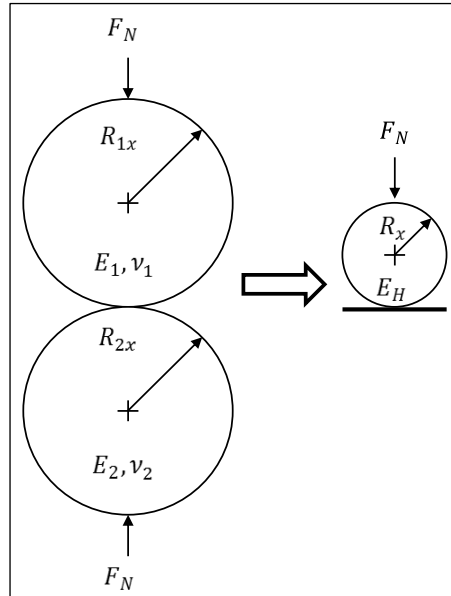


Bild 16: Reduktion Zylinder-Zylinder Kontakt auf Zylinder-Ebene Kontakt

Der Radius R_x des Ersatzzylinders berechnet sich aus den örtlichen Krümmungsradien R_{1x} und R_{2x} der Körper:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} \quad (3.6)$$

Der reduzierte Elastizitätsmodul E_H nach Hertz wird aus den Elastizitätsmodulen sowie den Querkontraktionszahlen der sich berührenden Körper berechnet:

$$\frac{2}{E_H} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.7)$$

Die projizierte Druckfläche ist bei Linienkontakten ein Rechteck mit der Zylinderbreite $2b_l$ und der doppelten Hertzschen Länge $2a_{Hl}$:

$$a_{Hl} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_N \cdot R_x}{\pi \cdot b_l \cdot E_H}} \quad (3.8)$$

Die maximale Hertzsche Pressung p_{Hl} über der Kontaktzone ergibt sich zu:

$$p_{Hl} = \frac{F_N}{\pi \cdot a_{Hl} \cdot b_l} \quad (3.9)$$

Die mittlere Hertzsche Pressung p_{Ml} berechnet sich zu:

$$p_{Ml} = \frac{F_N}{4 \cdot a_{Hl} \cdot b_l} = \frac{\pi \cdot p_{Hl}}{4} \quad (3.10)$$

Reale Verzahnungen weisen Korrekturen auf, sodass die Annahme eines Linienkontaktes über der gesamten Zahnbreite zu überprüfen ist. Der Kontakt zweier allseitig gekrümmter Flanken unter Einwirkung einer Normalkraft führt zur Herausbildung einer elliptischen Kontaktfläche mit einer großen Halbachse b_e in Berührlinienrichtung und einer kleinen Halbachse a_{He} senkrecht dazu (s. Bild 9, S. 12). Entsprechend wird der Ersatzkrümmungsradius R_y in Breitenrichtung analog zu Gl. (3.6) aus den örtlichen Krümmungsradien R_{1y} und R_{2y} der Körper im Berührungspunkt berechnet:

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}} \quad (3.11)$$

Für die Bestimmung des kombinierten Ersatzkrümmungsradius R_{xy} gilt folgender Zusammenhang:

$$\frac{1}{R_{xy}} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (3.12)$$

Die kleine Halbachse a_{He} berechnet sich mit dem Achsenverhältnis κ wie folgt:

$$a_{He} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \varepsilon \cdot F_N \cdot R_{xy}}{\pi \cdot \kappa \cdot E_H}} \quad (3.13)$$

Zur Bestimmung des Achsenverhältnisses und der elliptischen Integrale siehe Anhang A.1. Die maximale Hertzsche Pressung p_{He} über der Kontaktellipse ergibt sich aus:

$$p_{He} = \frac{3 \cdot F_N}{2\pi \cdot a_{He} \cdot b_e} \quad (3.14)$$

Die mittlere Hertzsche Pressung p_{Me} wird mit $b_e = \kappa \cdot a_{He}$ berechnet:

$$p_{Me} = \frac{F_N}{\pi \cdot a_{He} \cdot b_e} = \frac{2 \cdot p_{He}}{3} \quad (3.15)$$

3.2 Fluidkomponente

Zur Bestimmung der Lastaufteilung und des Reibwertes bei EHD-Reibung muss die Schmierfilmdicke ermittelt werden. Dazu wird die Berechnungsgleichung für elliptische Kontakte nach Nijenbanning [63] verwendet. Die Gleichung wurde mit einer Vielzahl von numerischen Simulationen validiert und besitzt einen größeren Gültigkeitsbereich als die Hamrock-Dowson-Gleichungen [11] (Bild 17).

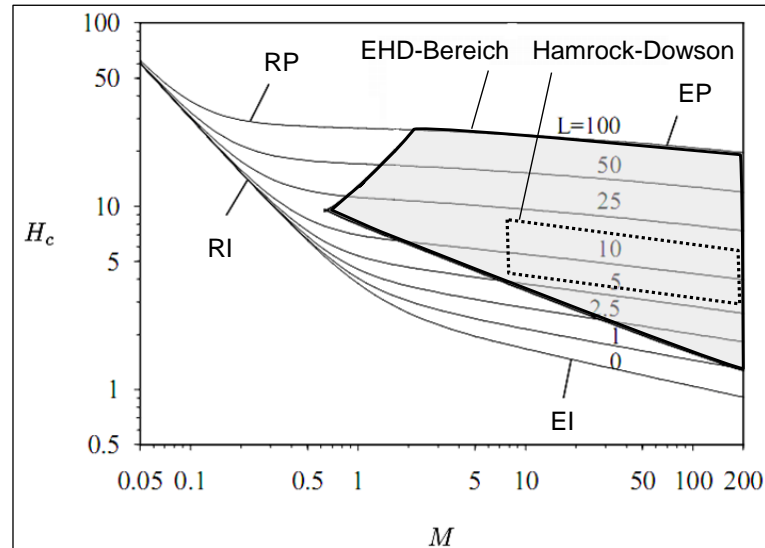


Bild 17: EHD-Bereich und Asymptoten (nach [11])

Nijenbanning unterscheidet in vier Bereiche als Kombination zweier Effekte, der Druckabhängigkeit der Viskosität (isoviskos/piezoviskos) und der Deformation der Kontaktkörper (starr („rigid“)/ elastisch). Unter Verwendung der entsprechenden asymptotischen Lösungen:

starr-isoviskos

$$H_{RI} = 145 \cdot (1 + 0,796 \cdot \gamma_*^{14/15})^{-15/7} \cdot \gamma_*^{-1} \cdot M^{-2} \quad (3.16)$$

elastisch-isoviskos

$$H_{EI} = 3,18 \cdot (1 + 0,006 \cdot \log \gamma_* + 0,63 \cdot \gamma_*^{4/7})^{-14/25} \cdot \gamma_*^{-1/15} \cdot M^{-2/15} \quad (3.17)$$

starr-piezoviskos

$$H_{RP} = 1,29 \cdot (1 + 0,691 \cdot \gamma_*)^{-2/3} \cdot L^{2/3} \quad (3.18)$$

elastisch-piezoviskos

$$H_{EP} = 1,48 \cdot (1 + 0,006 \cdot \log \gamma_* + 0,63 \cdot \gamma_*^{4/7})^{-7/20} \cdot \gamma_*^{-1/24} \cdot M^{-1/12} \cdot L^{3/4} \quad (3.19)$$

gibt Nijenbanning eine Gleichung an, die für den gesamten Bereich geschmierter Kontakte einsetzbar ist. Bei Berücksichtigung der Lastaufteilung mit $F_h = \frac{F_N}{\gamma_1}$ und $E_h = \frac{E_H}{\gamma_1}$ ergibt sich die Schmierfilmdicke $H_{e, cen}$ dann zu:

$$H_{e, cen} = \gamma_1^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\left(\gamma_1^{\frac{9}{4}} \cdot H_{RI}^{\frac{3}{2}} + \left(\gamma_1^{-\frac{2}{5}} \cdot H_{EI}^{-4} + H_{00}^{-4} \right)^{-\frac{3}{8}} \right)^{\frac{2s}{3}} + (\gamma_1^4 \cdot (H_{RP}^{-8} + H_{EP}^{-8}))^{-\frac{s}{8}} \right]^{\frac{1}{s}} \quad (3.20)$$

Der Kurvenanpassungsfaktor s und die Integrationskonstante H_{00} ergeben sich wie folgt:

$$s = 1,5 \cdot \left(1 + e^{-1,2 \cdot H_{EI}/H_{RI} \cdot \gamma_1^{-7/5}} \right) \quad (3.21)$$

$$H_{00} = 1,8 \cdot \gamma_*^{-1} \quad (3.22)$$

Die dimensionslosen Größen Geschwindigkeitsparameter U_Σ , Schmierfilmdicke $H_{e, cen}$, Belastungsparameter M , Druckviskositätsparameter L und Ersatzkrümmungsverhältnis γ_* sind wie folgt definiert:

$$U_\Sigma = \frac{\eta_0 \cdot v_s}{E_H \cdot R_x} \quad (3.23)$$

$$H_{e, cen} = \frac{h_{e, cen}}{R_x} \cdot U_\Sigma^{-0,5} \quad (3.24)$$

$$M = \frac{F_N}{E_H \cdot R_x^2} \cdot U_\Sigma^{-0,75} \quad (3.25)$$

$$L = \alpha_B \cdot E_H \cdot U_\Sigma^{0,25} \quad (3.26)$$

$$\gamma_* = R_y/R_x \quad (3.27)$$

Die thermisch bedingte Reduzierung der Schmierfilmdicke wird durch Verwendung eines Korrekturfaktors berücksichtigt. Hsu und Lee [36] geben, basierend auf einer Regressionsanalyse, einen Korrekturfaktor C_{th} an:

$$C_{th} = \left(1 + 0,0766 \cdot \left(L \cdot \frac{U_\Sigma}{2} \right)^{-0,25} \right)^{0,687} \cdot \left(M \cdot \frac{U_\Sigma}{2} \right)^{0,447} \cdot L_{th}^{0,527} \cdot e^{1,75 \cdot v_g/v_s} - 1 \quad (3.28)$$

Der thermische Lastfaktor L_{th} berechnet sich aus:

$$L_{th} = \frac{\eta_0 \cdot \beta_B \cdot v_s^2}{2 \cdot \lambda_{f0}} \quad (3.29)$$

Die thermische Schmierfilmdicke $H_{e,th}$ wird mit Hilfe des Korrekturfaktors C_{th} berechnet:

$$H_{e,th} = C_{th} \cdot H_{e,cen} \quad (3.30)$$

Wesentliche Einflussgrößen bei der Berechnung der Schmierfilmdicke sind die Schmierstoffeigenschaften und die kinematischen Verhältnisse. Der aus der Gleitgeschwindigkeit resultierenden Schererwärmung in der Einlaufzone wird durch Verwendung eines Schmierfilmdickenreduktionsfaktors Rechnung getragen.

3.3 Grenzreibungskomponente

Zur Berechnung des Festkörpertragdruckes bzw. der Grenzreibung wird das statistische GW-Modell verwendet. Das statistische Modell wird über die drei Parameter, Rauheitsradius β , Rauheitsverteilung σ und Rauheitsdichte n_{as} , definiert. Dabei werden die Rauheiten als Halbkugeln (Rauheitskuppen) mit konstantem Radius modelliert (Bild 18). Die Rauheitskuppen werden im Folgenden als Rauheitsspitzen bezeichnet.

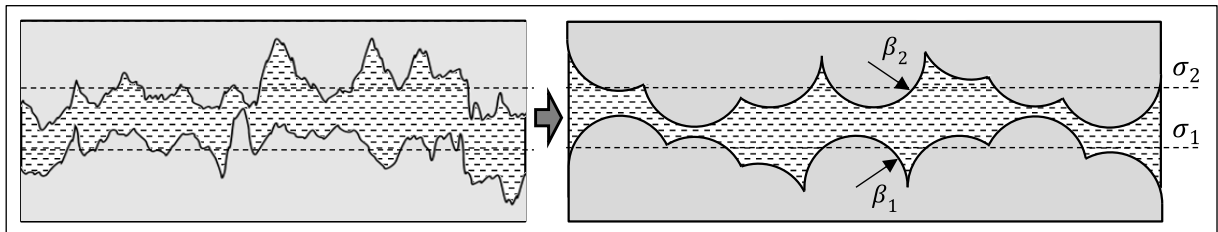


Bild 18: Greenwood & Williamson Modell (schematisch)

Nach Greenwood und Tripp [28] kann der Kontakt zwischen zwei rauen Oberflächen durch den Kontakt einer rauen und einer glatten Oberfläche beschrieben werden (Bild 19).

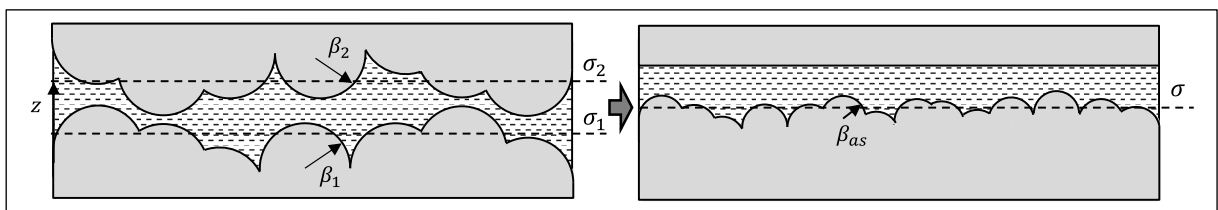


Bild 19: Reduktion rau-rau Kontakt auf rau-glatt Kontakt (schematisch)

Der Ersatz-Spitzenradius β_{as} und die Ersatz-Rauheit σ der resultierenden Oberfläche können nach de Rooij [70] wie folgt bestimmt werden:

$$\frac{1}{\beta_{as}} = \frac{1}{\beta_1} + \frac{1}{\beta_2} \quad (3.31)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (3.32)$$

Die raue Oberfläche kommt trotz des Schmierfilmes in Kontakt, entsprechend muss die Separation h_s der rauen Kontaktoberflächen mit Hilfe der Schmierfilmdicke $h_{e,th}$ quantitativ beschrieben werden. Diese Schmierfilmdicke kann nach Johnson [40] als durchschnittliches Fluidvolumen zwischen den rauen Kontaktoberflächen (Bild 20) definiert werden:

$$h_{e,th} = \int_{-\infty}^{h_s} (h_s - z) \phi(z) dz \quad (3.33)$$

Mit der Normalverteilung $\Phi(z)$ der Rauheiten:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-z^2/2\sigma^2} \quad (3.34)$$

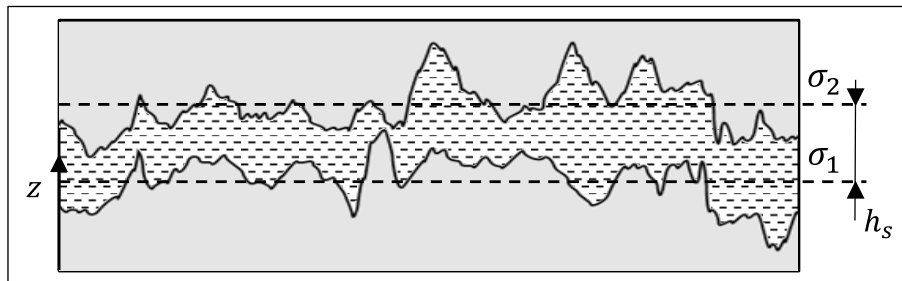
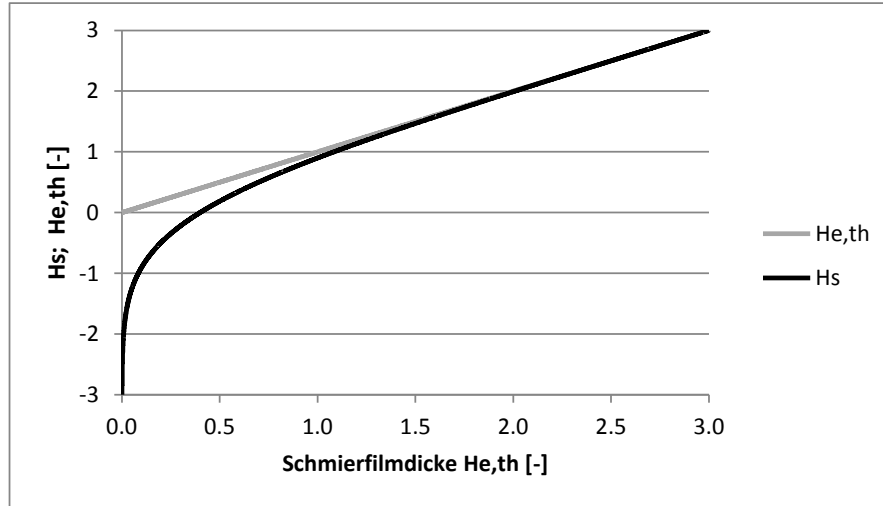


Bild 20: Definition der Separation h_s zwischen den Kontaktoberflächen

Die Lösung des Integrals setzt eine iterative Vorgehensweise voraus. Die Berechnung wird für jeden möglichen Lastaufteilungsfaktor durchgeführt, was in einem hohen Zeitaufwand resultiert. Durch Verwenden von normierten Größen $H_s = h_s/\sigma$ und $H_{e,th} = h_{e,th}/\sigma$ kann eine universelle Lösung des Integrals erzielt werden. In Bild 21 ist die normierte Separation über der normierten Schmierfilmdicke dargestellt.

Bild 21: Vergleich Separation H_s - Schmierfilmdicke $H_{e,th}$

Desweiteren wurde die Schmierfilmdicke zum Vergleich hinzugefügt, es wird deutlich, dass der Unterschied für $H_{e,th} > 3$ vernachlässigbar gering ist, über dieser Grenze kann die Separation gleich der Schmierfilmdicke gesetzt werden. Die diskreten Werte werden tabelliert abgelegt wodurch die Bestimmung der normierten Separation H_s zeitsparend erfolgen kann.

Der tatsächliche Abstand h_{ss} zwischen der Separation h_s und der glatten Oberfläche kann mittels des Abstandes $d_d = 0,82 \cdot \sigma$ [92] zwischen Rauheit der Spitzen σ_s und des Gesamtprofiles σ bestimmt werden (Bild 22):

$$h_{ss} = h_s - d_d \quad (3.35)$$

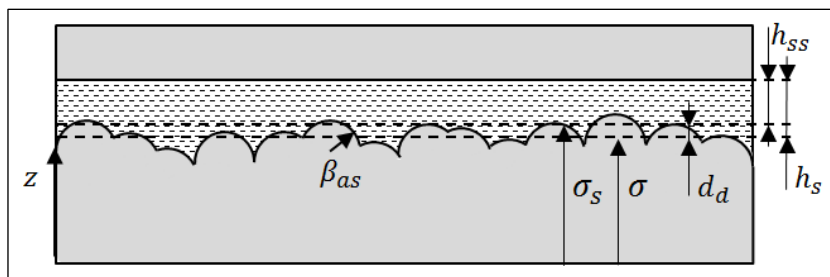


Bild 22: Definition des Abstandes zwischen Rauheitsspitzen und Oberfläche [40]

Der über dem Kontaktbereich konstante, durchschnittliche Tragdruck der Rauheitsspitzen \bar{p}_{as} ergibt sich zu [51]:

$$\bar{p}_{as} = \frac{2}{3} \cdot n_{as} \cdot \beta_{as} \cdot E_H \cdot \sigma_s \cdot \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta_{as}}} \cdot F_{3/2} \left(\frac{h_{ss}}{\sigma_s} \right) \quad (3.36)$$

Der Faktor $F_{\frac{3}{2}}$ ist ein Maß für die resultierende Verformung aller Rauheitsspitzen:

$$F_{3/2}\left(\frac{h_{ss}}{\sigma_s}\right) = \int_{h_{ss}/\sigma_s}^{\infty} \left(s - \frac{h_{ss}}{\sigma_s}\right)^{3/2} \Phi_s(s) ds \quad (3.37)$$

Mit der Normalverteilung $\Phi_s(s)$ der Rauheitsspitzen:

$$\Phi_s(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-s^2/2}, \quad s = z/\sigma_s \quad (3.38)$$

Die Bestimmung des Integrals ist zeitaufwändig und muss in jedem Iterationsschritt durchgeführt werden. Um die Berechnung zu beschleunigen wird eine Polynomapproximation mit $H_{ss} = h_{ss}/\sigma_s$ genutzt:

$$F_{3/2}(H_{ss}) = \frac{0,1529 \cdot H_{ss}^4 + 1,579 \cdot H_{ss}^3 + 6,055 \cdot H_{ss}^2 - 10,44 \cdot H_{ss} + 7,029}{H_{ss}^2 - 0,6556 \cdot H_{ss} + 16,31}, \quad H_{ss} < 4 \quad (3.39)$$

$$0, \quad H_{ss} \geq 4$$

Der durchschnittliche Tragdruck \bar{p}_{as} der Rauheitsspitzen soll dem konstanten Druck im Festkörperkontaktbereich entsprechen. Dieser wird aus der Normalkraft F_N , dem Lastaufteilungsfaktor γ_2 und der Kontaktfläche $A_{nom} = \pi \cdot a_{He} \cdot b_e$ berechnet:

$$\bar{p}_{as} = \frac{2}{3} \cdot n_{as} \cdot \beta_{as} \cdot E_H \cdot \sigma_s \cdot \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta_{as}}} \cdot F_{3/2}(H_{ss}) = \frac{F_N}{A_{nom} \cdot \gamma_2} \quad (3.40)$$

Gleichung (3.40) wird unter Variation des Lastaufteilungsfaktors γ_2 iterativ gelöst. Die wesentlichen Einflussgrößen sind dabei die Oberflächenkenngößen und die Separation H_{ss} , die in Relation zur Schmierfilmdicke steht, so dass die Kontaktgeometrie, Belastung und die kinematischen Verhältnisse als auch die Schmierstoffeigenschaften (Viskosität) Eingang in die Berechnung finden.

3.4 Schmierstoffeigenschaften

3.4.1 Druck- und Temperaturabhängigkeit der Viskosität

Die Viskosität eines Fluids hängt vom Druck und von der Temperatur ab. Eine hohe Viskosität wirkt sich positiv auf den Aufbau eines tragfähigen Schmierfilmes aus. Die daraus resultierende höhere Schmierfilmdicke führt zu einer früheren Trennung der

Kontaktpartner und der Reibwert sinkt. Mit zunehmender Viskosität nimmt die innere Reibung im Schmierstoff infolge der Scherung des Schmierstoffs zu (Gleitreibung). Die Temperaturerhöhung im Fluid führt wiederum zu einer reduzierten Viskosität, resultierend wird die Scherspannung im Fluid vermindert. Es stellt sich ein Gleichgewicht zwischen effektiver Viskosität und Druck- sowie Temperaturverlauf im Kontaktbereich ein.

Zur Beschreibung der Viskositätsänderung des Fluids in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur wird aufgrund der fehlenden Verfügbarkeit entsprechender Daten vielfach der Exponentialansatz nach Barus [3] mit dem Druck-Viskositäts-Koeffizienten α_B und dem Temperatur-Viskositäts-Koeffizienten β_B eingesetzt:

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha_B \cdot p - \beta_B \cdot T} \quad (3.41)$$

Die Barus-Gleichung ist für moderate Drücke verwendbar, liefert jedoch bei hohen Drücken große Abweichungen.

Gold [26] entwickelt einen Ansatz zur Berechnung des Druck-Viskositäts-Koeffizienten α_P in Abhängigkeit der Temperatur und des Druckes und bestimmt die benötigten Parameter für verschiedene Schmierstoffe aus Messungen:

$$\alpha_P = \frac{1 \cdot 10^{-5}}{a_1 + a_2 \cdot T + (b_1 + b_2 \cdot T) \cdot (p \cdot 10^{-5})} \quad (3.42)$$

Die Betrachtung des Temperatureinflusses erfolgt dabei mit Hilfe der Vogel-Gleichung:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\frac{B}{T+C} + \alpha_P \cdot p} \quad (3.43)$$

In der vorliegenden Arbeit wird diese Gleichung zur Berechnung der Viskosität verwendet.

3.4.2 Wärmeleitfähigkeit

Die Wärmeleitfähigkeit bestimmt welcher Anteil der erzeugten Wärme an die Kontaktkörper abgegeben wird und hat damit unmittelbaren Einfluss auf die resultierende Fluidtemperatur. Die Temperatur hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit. Für Mineralöle kann die Wärmeleitfähigkeit λ_f in Abhängigkeit des Druckes nach folgender Beziehung berechnet werden [20]:

$$\lambda_f = \lambda_{f0} \cdot (0,75 + 0,25\sqrt{1 + p \cdot 2 \times 10^{-8}}) \quad (3.44)$$

Die Druckerhöhung in einem EHD-Kontakt beeinflusst die Wärmeleitfähigkeit signifikant, eine Druckerhöhung um 1 GPa führt zu einer Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit um etwa 150%.

3.4.3 Fließverhalten

Die Scherspannung τ_h ist nach Newton proportional zur Scherrate $\dot{\gamma} = v_g/h_{e,th}$ und kann mit der Viskosität als Proportionalitätsfaktor berechnet werden:

$$\tau_h = \eta \frac{dv}{dz} = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (3.45)$$

Besteht die lineare Beziehung zwischen Scherspannung und Scherrate nicht, so spricht man von einem nicht-newtonschen Fluid. Viele Praxisschmierstoffe zeigen aufgrund ihrer Zusammensetzung aus verschiedenen Grundölen und Additiven nicht-newtonsches Fließverhalten. Neben strukturviskosem können Schmierstoffe auch visko-elastisches Verhalten aufweisen. Das Reibmodell von Johnson und Tevaarwerk [41] basiert auf dem Eyring-Maxwell-Modell zur Beschreibung des nichtlinearen, visko-elastischen Fluidverhaltens:

$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_e + \dot{\gamma}_v = \frac{1}{G} \cdot \frac{d\tau_h}{dt} + \frac{\tau_E}{\eta} \sinh \frac{\tau_h}{\tau_E} \quad (3.46)$$

Entscheidend für das Verhalten des Schmierstoffes ist das Verhältnis zwischen der Relaxationszeit $t_{rel} = \eta/G$ und der Deformationszeit $t_{def} = 2 \cdot a_{He}/v_s$, die sogenannte Deborah-Zahl D :

$$D = \frac{\eta \cdot v_s}{2 \cdot G \cdot a_{He}} \quad (3.47)$$

Mit $d\tau/dt = (v_s/2a_{He}) \cdot d\tau_h/d(x/a_{He})$ lässt sich Gleichung (3.46) umschreiben:

$$\dot{\gamma} = D \frac{d\tau_h}{d(x/a_{He})} + \frac{\tau_E}{\eta} \sinh \frac{\tau_h}{\tau_E} \quad (3.48)$$

Für $D \ll 1$ zeigt das Fluid viskoses Verhalten, wenn zusätzlich gilt $\tau \ll \tau_E$, zeigt sich linear-newtonsches Verhalten. Für nicht zu hohe Kontaktdrücke dominiert viskoses

Fluidverhalten und der elastische Anteil kann vernachlässigt werden. Dies ist insbesondere bei Zahnrädern, bedingt durch die hohen Gleitanteile, der Fall. Entsprechend vereinfacht sich dann die Gleichung:

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_E}{\eta} \sinh \frac{\tau_h}{\tau_E} \quad (3.49)$$

Übliche Werte für die Scherspannung τ_E nach Eyring variieren in der Literatur zwischen 1 und 12 MPa.

Die nicht-newtonschen Fließmodelle werden oft mit Hilfe der sogenannten effektiven oder äquivalenten Viskosität η_e beschrieben, der Viskosität, die bei Annahme eines newtonschen Fließmodells tatsächlich im EHD-Kontakt vorliegen würde:

$$\eta_e = \frac{\tau_h}{\dot{\gamma}} \quad (3.50)$$

3.5 Temperaturberechnung

Die Berücksichtigung der thermischen Einflüsse erfolgt durch Einführung eines thermischen Korrekturfaktors C_{th} (Kapitel 3.2) und die Bestimmung der mittleren Schmierfilmtemperatur im Kontakt. Die mittlere Schmierfilmtemperatur wird aus der Massentemperatur der Kontaktkörper T_0 , der mittleren Temperaturerhöhung der Kontaktkörper $\Delta\bar{T}_{Ri,Ra}$ (Blitztemperatur) und der mittleren Temperaturerhöhung im Schmierstoff $\Delta\bar{T}_{\ddot{O}l}$ berechnet:

$$\bar{T}_{Film} = T_0 + \Delta\bar{T}_{Ri,Ra} + \Delta\bar{T}_{\ddot{O}l} \quad (3.51)$$

Die Bestimmung der Temperaturerhöhungen wird in den folgenden Unterkapiteln erläutert.

3.5.1 Temperaturerhöhung im Schmierstoff

Zur Berechnung der Temperatur bzw. Temperaturänderung im Schmierstoff wird zunächst die Wärmebilanz (Energiegleichung) für den Kontakt betrachtet:

$$-\dot{q}_{Konvektion} + \dot{q}_{Scherung} - \dot{q}_{Leitung} + \dot{q}_{Kompression} = 0 \quad (3.52)$$

Der erste Term der Gleichung stellt den Wärmetransport (Konvektion) dar. Die durch Scherung des Schmierstoffes erzeugte Wärme beschreibt der zweite Term. Der dritte Term beschreibt die aus dem Fluid durch Wärmeleitung abgeführte Wärme. Die Energieumwandlung durch Kompression bzw. Expansion des Schmierstoffes wird durch den vierten Term repräsentiert. Die Lösung der Energiegleichung ist numerisch aufwendig und erfordert zahlreiche Randbedingungen. Nach Untersuchungen von Plote [68] erfolgt der Energieeintrag im Kontaktbereich bei signifikantem Gleiten im Wesentlichen durch die Scherung des Fluids und den Energieabfluss durch Wärmeleitung an die Kontaktkörper (Bild 23).

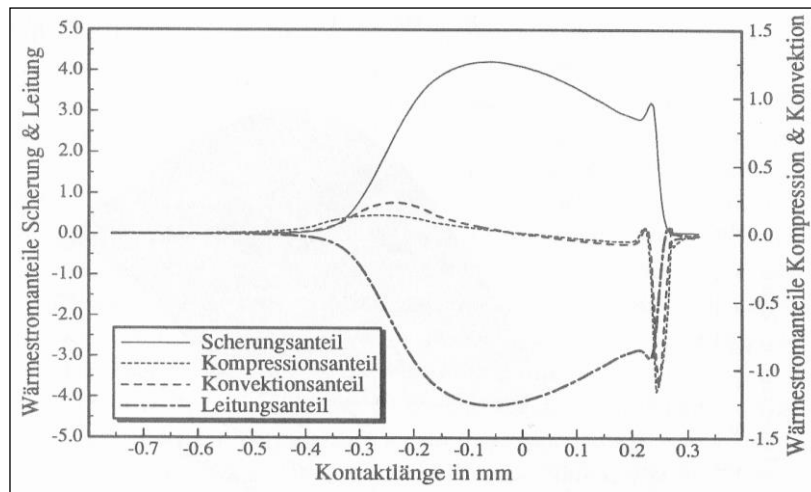


Bild 23: Aufteilung der Wärmeströme im Kontakt [68]

Aufgrund des geringen Anteils an der Gesamtbilanz kann der Kompressionswärmeanteil für die Reibwertberechnung vernachlässigt werden [51, 90]. Der Einfluss durch die Erwärmung des Schmierstoffes in der Einlaufzone wird durch Verwendung des thermischen Korrekturfaktors C_{th} abgebildet. Der Konvektionsanteil ist verglichen mit dem Leitungsanteil sehr gering und kann deshalb vernachlässigt werden. In diesem Fall kann nach Crook [14, 19] die mittlere Temperaturerhöhung im Schmierstoff $\Delta\bar{T}_{öl}$ wie folgt bestimmt werden:

$$\Delta\bar{T}_{öl} = \frac{v_g \cdot \bar{\tau}_h \cdot h_{e,th}}{8 \cdot \lambda_f} \quad (3.53)$$

3.5.2 Temperaturerhöhung der Kontaktkörper

Die im Kontakt durch Scherung des Schmierstoffes und Grenzreibung erzeugte Wärme wird größtenteils an die Kontaktkörper abgeführt. Dabei ist zunächst die Art des Wärmeübergangs (zweidimensional oder eindimensional) von Interesse. Ein Maß hierfür ist die Péclet-Zahl Pe , die aus charakteristischer Länge (hier kleine

Hertzsche Halbachse a_{He}), Dichte ρ_k , spezifische Wärmekapazität c_k , Geschwindigkeit v und Wärmeleitfähigkeit λ_k des Kontaktkörpers bestimmt werden kann:

$$Pe_{Ri,Ra} = \frac{a_{He} \cdot \rho_k \cdot c_k \cdot v_{Ri,Ra}}{\lambda_k} \quad (3.54)$$

Für kleine Péclet-Zahlen ($Pe < 5$) bewegt sich die Wärmequelle langsam über die Oberfläche, der Wärmeübergang erfolgt sowohl in Bewegungsrichtung als auch senkrecht dazu, das Temperaturprofil entspricht dem bei stationärer Wärmeleitung. Bei hohen Bewegungsgeschwindigkeiten (Getriebe) und damit großen Péclet-Zahlen ($Pe > 5$) dringt der Wärmestrom hauptsächlich senkrecht zur Oberfläche in die Kontaktkörper ein. In diesem Fall kann eine eindimensionale Gleichung zur Berechnung der Oberflächentemperatur der Kontaktkörper verwendet werden [9].

Im Mischreibungskontakt findet der thermische Ausgleich zwischen dem Schmierstoff und den Kontaktkörpern intensiver statt als bei einem perfekt-glaten EHD-Kontakt, da die raue Oberfläche im Verhältnis zum Schmierstoffvolumen sehr groß ist. Es kann von einer Temperaturgleichheit $T_{Ri} = T_{Ra}$ an den Oberflächen ausgegangen werden. Bei Linienkontakten (Stirnrad) wird die maximale Kontakttemperatur mit Hilfe der Blitztemperaturhypothese nach Blok berechnet. Bos [5] gibt eine Gleichung zur Bestimmung der mittleren Temperaturerhöhung $\Delta \bar{T}_{Ri,Ra}$ in elliptischen Kontakten bei elliptischer Verteilung der Wärmestromdichte an:

$$\Delta \bar{T}_{Ri,Ra} = \frac{F_R \cdot v_g}{\sqrt{a_{He} \cdot b_e}} \cdot \frac{1}{\lambda_k \cdot \sqrt{\theta_{Ri}} + \lambda_k \cdot \sqrt{\theta_{Ra}}} \quad (3.55)$$

Die Blitztemperaturfaktoren $\theta_{Ri,Ra}$ ergeben sich mit den Faktoren für die mittlere Blitztemperatur $\theta_l = 0,281$ und $\theta_h = 0,323$ [5] und den Péclet-Zahlen der Kontaktkörper bei elliptischer Verteilung der Wärmestromdichte zu:

$$\theta_{Ri,Ra} = \left((\theta_l \cdot S_S)^{S_{Bos}} + \left(\frac{\theta_h}{\sqrt{\kappa^{-1} \cdot Pe_{Ri,Ra}}} \right)^{S_{Bos}} \right)^{1/S_{Bos}} \quad (3.56)$$

Mit

$$\text{Kontakt-Formfaktor } S_S = \frac{4 \cdot \sqrt{\kappa^{-1}}}{\pi \cdot (1 + \kappa^{-1})} \cdot \mathcal{F} \left(\frac{1 - \kappa^{-1}}{1 + \kappa^{-1}} \right) \quad (3.57)$$

$$\text{Kurvenanpassungsfaktor } S_{Bos} = 0,5 \cdot e^{1 - \kappa^{-1}} - 2,5 \quad (3.58)$$

3.6 Reibwertberechnung

Die Gesamtreibkraft F_R bei Mischreibung setzt sich aus einem Anteil Grenzreibung F_{Ras} und einem Anteil Flüssigkeitsreibung F_{Rh} zusammen:

$$F_R = F_{Ras} + F_{Rh} \quad (3.59)$$

Bei Annahme eines konstanten Reibwertes μ_F im Bereich der Grenzreibung ergibt sich:

$$F_{Ras} = \sum_{i=1}^N \left(\iint_{A_i} \tau_i dA_i \right) = \mu_{as} \cdot F_{as} \quad (3.60)$$

Zur Berechnung der Flüssigkeitsreibung wird der hydrodynamische Kontaktdruck bzw. die Druckverteilung mit Hilfe der Kontaktkraft F_h und der Hertzschen Kontaktfläche A_{nom} wird die hydrodynamische Kontaktfläche A_h berechnet. Für den vorliegenden elliptischen Kontakt berechnet sich A_h zu [51]:

$$A_h = A_{nom} \cdot \left(\frac{F_h}{F_N} \right)^{2/3} \quad (3.61)$$

Die Viskosität wird unter Verwendung der korrigierten Hertzschen Druckverteilung \bar{p}_h und der mittleren Schmierfilmtemperatur \bar{T}_{Film} berechnet. Zur Berechnung der gemittelten Scherspannung $\bar{\tau}_h$ wird die Eyring-Gleichung verwendet:

$$\bar{\tau}_h = \tau_E \cdot \sinh^{-1} \left(\frac{\eta(\bar{p}_h, \bar{T}_{Film})}{\tau_E} \cdot \dot{\gamma} \right) \quad (3.62)$$

Mit der mittleren Scherspannung $\bar{\tau}_h$ ergibt sich die hydrodynamische Reibkraft F_{Rh} zu:

$$F_{Rh} = \iint_{A_H} \tau_h dA_h = \bar{\tau}_h \cdot A_h \quad (3.63)$$

Der Reibwert μ kann nun wie folgt berechnet werden:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} = \frac{F_{Ras} + F_{Rh}}{F_N} = \frac{\mu_{as} \cdot F_{as} + \bar{\tau}_h \cdot A_h}{F_N} \quad (3.64)$$

Im Bereich der Grenzreibung ist der Reibwert konstant, für die Berechnung der Reibkraft F_{Ras} spielt einzig die Lastaufteilung eine Rolle. Bei Flüssigkeitsreibung finden die Kontaktbedingungen (Ersatzkrümmungen, Belastung, Kinematik) und die Schmierstoffeigenschaften (Viskosität, Scherspannung) Eingang in die Reibwertberechnung.

3.7 Berechnungsablauf

In Bild 24 ist der Berechnungsablauf vereinfacht dargestellt. Die Belastungs- und Geschwindigkeitsdaten sowie die Ersatzkrümmungen werden als Eingangsdaten vorgegeben.

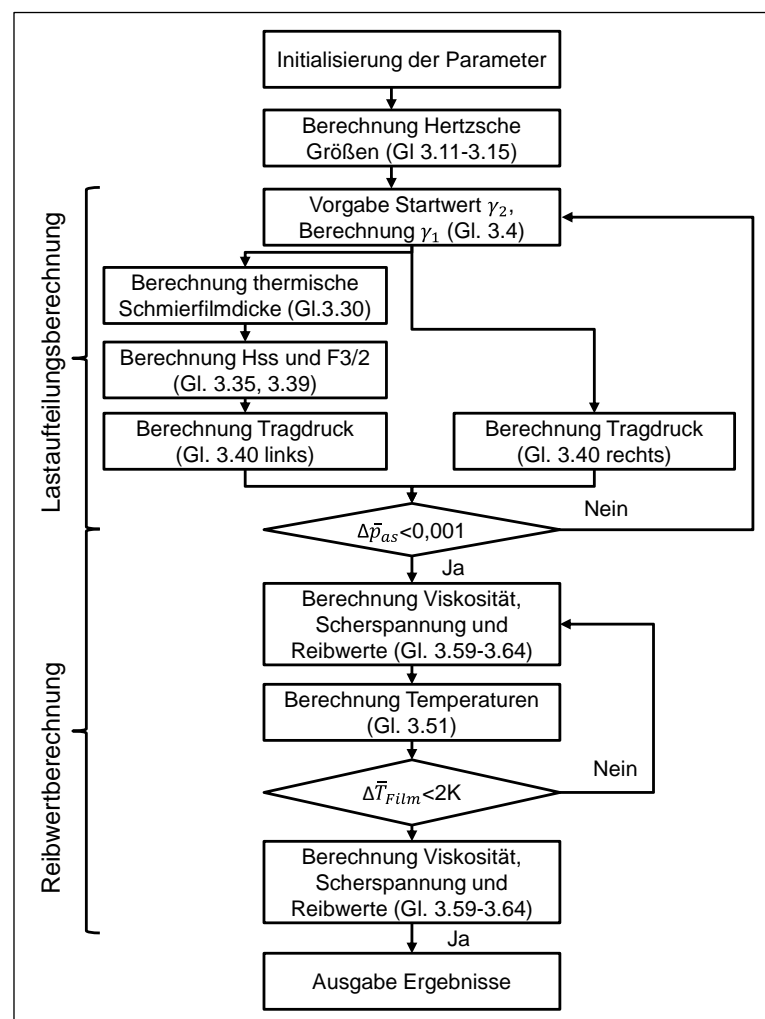


Bild 24: Programmablauf Reibwertberechnung

Außerdem werden die Materialparameter der Kontaktkörper und des Schmierstoffes sowie der Oberfläche eingelesen. Mit Hilfe der Eingangsdaten können die Hertz-schen Kontaktgrößen bestimmt werden. Die Berechnung kann in zwei Teilschritte unterteilt werden. Im ersten Schritt werden die Lastaufteilungsfaktoren bestimmt. Danach erfolgt die Bestimmung des Reibwertes und der Temperaturen. Dies erfordert jeweils eine iterative Vorgehensweise. Zunächst wird der mittlere Kontaktdruck nach Hertz berechnet. Die Startwerte für die Lastaufteilungsfaktoren werden vorgegeben, als Starttemperatur für die Lastaufteilungsberechnung wird die Ölsumpf-temperatur T_0 verwendet. Die thermische Schmierfilmdicke wird berechnet und daraus die Separation H_{ss} der Rauheitsspitzen bestimmt. Danach wird $F_{3/2}$ und der entsprechende mittlere Tragdruck der Rauheiten mit Hilfe des G&W Modells berechnet (Bild 24, links). Das Resultat wird mit dem Festkörpertragdruck entsprechend der Lastaufteilung (Bild 24, rechts) verglichen. Die Iteration läuft bis die normierte Kontaktdruck-Differenz kleiner als 0,001 ist, dazu sind ca. 5 Iterationen notwendig. Danach sind die Lastaufteilungsfaktoren γ_1 sowie γ_2 und damit die hydrodynamische und Festkörperkontaktkraft bekannt.

Nach der Berechnung der Lastaufteilungsfaktoren kann ein isothermer Reibwert (bei Ölsumpf-temperatur) bestimmt werden. Der Grenzreibungsanteil an der Gesamtreibkraft kann mit dem konstanten Grenzreibwert und der Festkörperkontaktkraft direkt berechnet werden. Die hydrodynamische Reibkraft wird mit Hilfe der Viskosität und der Scherspannung berechnet. Anschließend wird der Ausgleich zwischen der Gesamtreibkraft und den Temperaturen im Kontakt wiederum iterativ durchgeführt. Als Abbruchkriterium wird die maximale Variation der Schmierfilmtemperatur verwendet. Im Ergebnis liegen die Lastaufteilungsfaktoren, die Temperaturen und der Reibwert für den Kontakt vor. Das entwickelte Modell wird im Folgenden zur Berechnung des Reibwertes zwischen Hypoidradflanken verwendet.

4 Verlustmodell eines Achsgetriebes

4.1 Verzahnungsverluste

Auf Basis der Reibwertberechnung aus Kapitel 3 und mit Hilfe der in Kapitel 2.3 diskutierten Eingangsdaten erfolgt die Verlustleistungsberechnung über dem Kontaktweg auf der Zugseite. Dabei stellt jede Wälzstellung einen elliptischen Kontakt entsprechend Kapitel 3.1 dar.

Im Folgenden wird das TEM-Modell aus Kapitel 3 für jede (in Kontakt befindliche) Wälzstellung verwendet. Anschließend kann die Verlustleistung für jede Wälzstellung aus dem lokalen Reibwert, der Gleitgeschwindigkeit und der Kontaktkraft bestimmt werden. Aus den lokalen Verlustleistungen $P_{VZ}(x)$ wird entsprechend der Diskretisierung die integrierte Verlustleistung für den jeweiligen Betriebspunkt berechnet:

$$P_{VZP} = \frac{1}{i_{PP}} \int_1^{n_w} P_{VZ}(x) dx = \frac{1}{i_{PP}} \int_1^{n_w} \mu(x) \cdot F_N(x) \cdot v_g(x) dx \quad (4.1)$$

Die Berechnung der integrierten Verlustleistung erfolgt aus diskreten Wälzstellungen, dabei entspricht i_{PP} der Anzahl der Wälzstellungen pro Zahnteilung und n_w der Anzahl der maximal möglichen Wälzstellungen eines Zahneingriffs. Der Wirkungsgrad des Radsatzes η_{VZ} wird mit Hilfe der Eingangsleistung P_E wie folgt bestimmt:

$$\eta_{VZ} = 1 - \frac{P_{VZP}}{P_E} \quad (4.2)$$

Der geometrische Verlustfaktor H_V wird mit Hilfe der Tangentialkraft F_{tRi} und der Tangentialgeschwindigkeit v_{Ri} am Ritzel berechnet:

$$H_V = \frac{1}{i_{PP}} \int_1^{n_w} \frac{F_N(x) \cdot v_g(x)}{F_{tRi} \cdot v_{Ri}} dx \quad (4.3)$$

Anschließend kann der mittlere Reibwert μ_m bestimmt werden:

$$\mu_m = \frac{P_{VZP}}{H_V \cdot P_E} \quad (4.4)$$

Aufgrund der über dem Kontaktweg veränderlichen Parameter ist eine Mittelwertbildung bzw. Integration von Größen wie mittlerer Schmierfilmtemperatur, Traganteil des Schmierstoffes und Schmierfilmdicke nicht zielführend, da sonst Wälzstellungen mit geringer Kontaktkraft die durchschnittliche Schmierfilmtemperatur ebenso stark beeinflussen wie hohe Kontaktkräfte. Im Resultat würden die Schmierfilmtemperatur

deutlich zu niedrig, der Traganteil des Schmierstoffes und die Schmierfilmdicke zu hoch ausfallen. Um dies zu vermeiden, werden die genannten Größen mit der Normalkraft gewichtet:

$$\bar{T}_{Film} = \frac{\int_1^{n_w} \bar{T}_{Film}(x) F_N(x) dx}{\int_1^{n_w} F_N(x) dx} \quad (4.5)$$

$$\gamma_1^{-1} = \frac{\int_1^{n_w} \gamma_1^{-1}(x) F_N(x) dx}{\int_1^{n_w} F_N(x) dx} \quad (4.6)$$

$$h_{e,th} = \frac{\int_1^{n_w} h_{e,th}(x) F_N(x) dx}{\int_1^{n_w} F_N(x) dx} \quad (4.7)$$

Die Berechnung wird, wie oben dargestellt, für jeden Betriebspunkt durchgeführt, dazu werden alle Drehmomente und Drehzahlen durchlaufen. Im Ergebnis stehen Kennfelder für den Schmierstoff-Traganteil, die mittlere Schmierfilmtemperatur, den Reibwert und den Wirkungsgrad zur Verfügung (Bild 25).

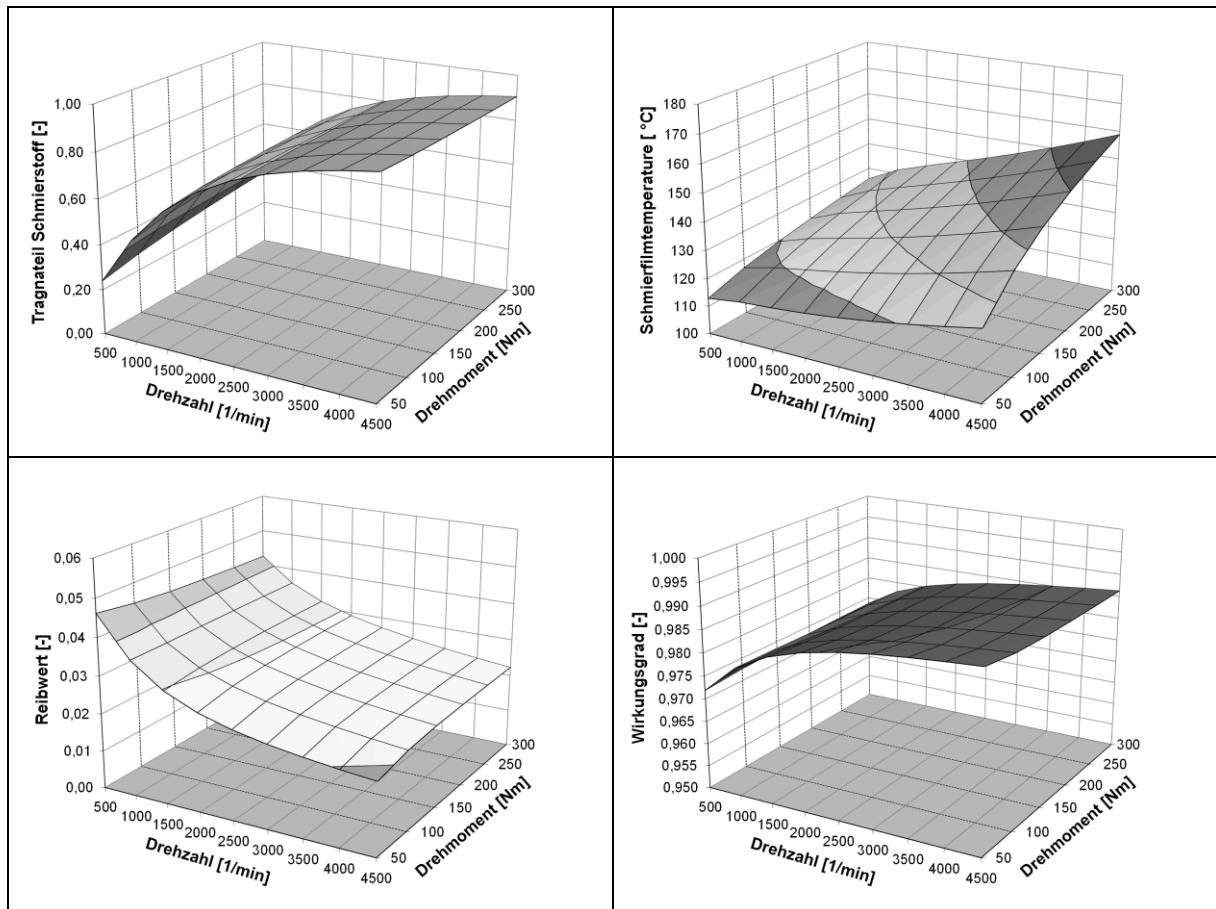


Bild 25: Kennfelder über dem betrachteten Betriebsbereich

Der Schmierstoff-Traganteil (Bild 25, links oben) zeigt eine starke Drehzahlabhängigkeit, mit steigender Drehzahl baut sich ein Schmierfilm auf und trennt zunehmend die Kontaktpartner, der Traganteil wächst entsprechend. Der Reibwert (Bild 25, links unten) nimmt entsprechend des Schmierstoff-Traganteils mit steigender Drehzahl ab, da der Anteil hydrodynamischer Reibung zunimmt. Die Schmierfilmtemperatur (Bild 25, rechts oben) ist in erster Linie proportional zur Verlustleistung, auf einer gedachten Hyperbel ist die Schmierfilmtemperatur annähernd konstant. Die Reduzierung des Reibwertes mit der Drehzahl vermindert diesen Effekt etwas. Der Wirkungsgrad (Bild 25, rechts unten) verhält sich entsprechend Gl. (4.2) antiproportional zum Reibwert.

4.2 Lagerverluste

Der erste Ansatz zur Berechnung des Lagerreibmomentes geht auf Stribeck [83] zurück, er stellte einen Zusammenhang zwischen der Lagerbelastung und dem Reibmoment mit dem Reibwert als Proportionalitätsfaktor her. Palmgren [65] entwickelte diesen Ansatz weiter und nahm eine Aufteilung des Reibmomentes in einen lastabhängigen und einen lastunabhängigen Anteil vor. Der Ansatz fand weite Verbreitung, die Lagerhersteller FAG [72] und Timken [87] stellen entsprechende Beiwerte in den Katalogen zur Verfügung. Eine Ausnahme bildet SKF, der Hersteller bestimmt das Reibmoment in dem 2004 erschienenen Katalog [77] nicht länger lastabhängig, sondern geht zu einer ursachenabhängigen Berechnung über. Ein Vergleich der verschiedenen Berechnungsmethoden ist in Bild 26 dargestellt.

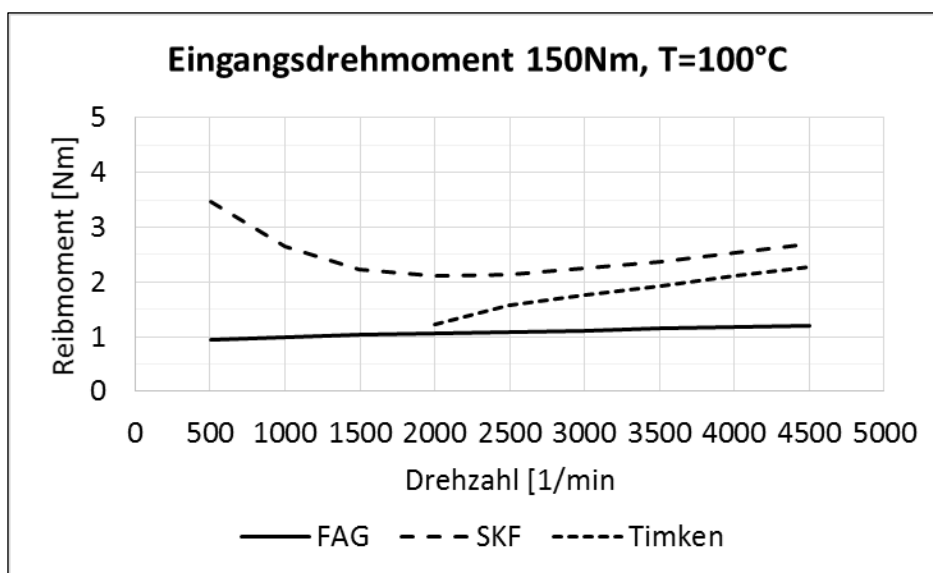


Bild 26: Vergleich verschiedener Berechnungsmethoden

Es ergeben sich quantitativ und qualitativ deutliche Unterschiede. Die FAG-Berechnung liefert deutlich kleinere Reibmomente als Timken bzw. SKF und besitzt

eine geringere Drehzahlabhängigkeit. Die SKF-Methode bildet aufgrund der ursachenabhängigen Basis die Stribeck-Kurve (vgl. Kapitel 2.2) nach. Timken gibt eine Minimaldrehzahl für die Gültigkeit der Berechnung an, im Bereich dominierender Flüssigkeitsreibung entspricht die Drehzahlabhängigkeit der SKF-Berechnung. Die SKF-Berechnung wird im Folgenden verwendet, da diese verschiedene Möglichkeiten zur Anpassung an reale Verhältnisse bietet. Das Gesamtreibmoment setzt sich aus vier Anteilen zusammen, dem Rollreibmoment M_{rr} , dem Gleitreibmoment M_{sl} , dem Reibmoment M_{seal} der Berührdichtungen und dem Reibmoment M_{drag} durch Strömungs-, Plansch- und Spritzverluste:

$$M_L = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (4.8)$$

Die Berechnung der Verlustanteile wird in Anhang A.3 erläutert, die geometrischen Größen zur Berechnung der Lagerkräfte sind im Anhang A.4 zusammengefasst. Die Verlustleistung P_{VL} kann wie folgt berechnet werden:

$$P_{VL} = P_{VL0} + P_{VLP} = \frac{M_L \cdot n}{9.55} = \frac{(\phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{drag}) \cdot n}{9.55} \quad (4.9)$$

4.3 Dichtungsverluste

Zur Berechnung der Dichtungsverluste stehen verschiedene Ansätze zur Verfügung. In ISO/TR 14179-2 [38] wird die Gleichung aus dem Simrit-Katalog [22] verwendet:

$$P_{VD,S} = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot d_D^2 \quad (4.10)$$

Die Gleichung ist laut [23] für SAE 20 bei 100 °C gültig. Ruhl [71] entwickelt eine Gleichung die zusätzlich den Einfluss der Viskosität berücksichtigt:

$$P_{VD,R} = \{145 - 1,6 \cdot T_0 + 350 \cdot \log[\log(v_{40} + 0,8)]\} \cdot n \cdot d_D^2 \cdot 10^{-7} \quad (4.11)$$

Der Ansatz schließt die Simrit-Gleichung ein und wird im Folgenden verwendet.

4.4 Planschverluste

Zur Berechnung der Planschverluste von Kegelradsätzen existieren keine entsprechenden Methoden. Die Bestimmung der Verluste erfolgt unter Annahme von ähnlichen Stirnrädern, hier stehen eine Reihe von Ansätzen zur Verfügung [4, 10, 47, 58,

86]. Vexx unterscheidet Bereiche in Abhängigkeit der Reynoldszahl, aufgrund der eher niedrigen Tangentialgeschwindigkeiten muss vom Einfluss der Viskosität ausgegangen werden. Dies wird in vorhandenen Ansätzen teilweise nicht oder nicht richtig berücksichtigt. Zur Abschätzung der Größenordnung wird hier die Berechnung entsprechend ISO/TR 14179-2 [38] verwendet. Eine Skizze mit den geometrischen Größen findet sich in Anhang A.2.

Das Verlustmoment M_{VP} berechnet sich mit $v_{t0} = 10 \text{ m/s}$ wie folgt:

$$M_{VP} = C_{Sp} \cdot C_1 \cdot e^{C_2(v_t/v_{t0})} \quad (4.12)$$

Der Faktor C_{Sp} berücksichtigt dabei die Spritzverluste, mit $l_h = 4A_G/U_M$ ergibt sich:

$$C_{Sp} = \left(\frac{4h_{e,max}}{3h_c} \right)^{1,5} \cdot \frac{2h_c}{l_h} \quad (4.13)$$

Der Einfluss der Zahnbreite b wird durch den Faktor C_1 mit $b_0 = 10 \text{ mm}$ dargestellt:

$$C_1 = 0,063 \left(\frac{h_{e1} + h_{e2}}{h_{e0}} \right) + 0,0128 \left(\frac{b}{b_0} \right)^3 \quad (4.14)$$

Die Eintauchtiefe findet durch den Faktor C_2 mit $h_{e0} = 10 \text{ mm}$ Berücksichtigung:

$$C_2 = \frac{h_{e1} + h_{e2}}{80h_{e0}} + 0,2 \quad (4.15)$$

Die Verlustleistung P_{VP} kann nun berechnet werden:

$$P_{VP} = \frac{M_{VP} \cdot n}{9.55} \quad (4.16)$$

4.5 Kennfeldberechnung

Zur Berechnung eines Wirkungsgradkennfeldes muss zunächst die Gesamtverlustleistung P_V für jeden Betriebspunkt (M, n) bestimmt werden, es erfolgt jedoch keine explizite Aufteilung in lastabhängige und lastunabhängige Verluste (vgl. Kapitel 2.1):

$$P_V(M, n) = P_{VZP}(M, n) + P_{VL}(M, n) + P_{VD,R}(n) + P_{VP}(n) \quad (4.17)$$

Die Berechnung der Verzahnungs-, Lager-, Dichtungs- und Planschverlustleistungen wurde in den Kapitel 4.1 bis 4.4 erläutert. Die Wirkungsgrad η_W für jeden Betriebspunkt (M, n) ergibt sich zu:

$$\eta_W(M, n) = 1 - \frac{P_V(M, n)}{P_E(M, n)} \quad (4.18)$$

In Bild 27 ist ein beispielhaftes Wirkungsgradkennfeld dargestellt, welches mittels der in den vorangegangenen Abschnitten dieses Kapitel erläuterten Teilverluste für den Bereich 500 bis 4500 U/min und 50 bis 300 Nm erstellt wurde. Die Verzahnungsdaten der Auslegung NA1 sind in Anhang A.5 dokumentiert. Die für die Berechnung verwendeten Material- und Schmierstoffdaten sind in Anhang A.7 zusammengestellt. Die Kennfeld-Charakteristik und die Verlustanteile der Komponenten werden im Folgenden diskutiert, die Einflussgrößenbewertung der Verzahnungsparameter erfolgt in Kapitel 6.

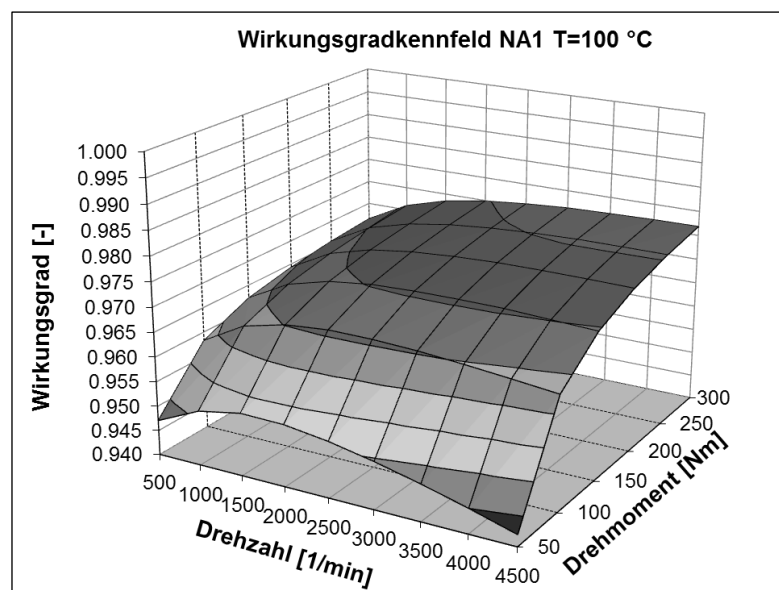


Bild 27: berechnetes Wirkungsgradkennfeld NA1

Das Kennfeld besitzt sowohl eine starke Drehmoment- als auch eine deutliche Drehzahlabhängigkeit. Die Abhängigkeit vom Drehmoment ist bedingt durch die lastunabhängigen Verluste, wie die Vorspannungsverluste der Lager, die Planschverluste von Lager und Verzahnung sowie die Dichtungsverluste. Bei einer Verdopplung des Drehmoments wirken sich die lastunabhängigen Verluste nur zur Hälfte auf die Ermittlung des Wirkungsgrades aus, was zu höheren Kennfeldwerten führt.

Zur Erklärung der Drehzahlabhängigkeit wird zunächst ein Schnitt des Kennfeldes bei einem Drehmoment von 50 Nm betrachtet. Bei geringeren Drehzahlen steigt der Wirkungsgrad bedingt durch die zunehmende Schmierfilmdicke zunächst an, was zu einer Verringerung des Reibwertes führt; dies trifft sowohl auf die Wälzkontakte in

den Lagern als auch für den Zahnkontakt zu. Bei weiterem Ansteigen der Drehzahl wachsen die lastunabhängigen Verluste von Lager und Verzahnung, verursacht durch die Rollreibung in den Lagerkontakten und die Verdrängung des Schmierstoffes (Planschverluste). Dieser Effekt zeigt sich deutlich zwischen 2000 U/min und 4500 U/min. Bei Betrachtung eines Schnittes bei 300 Nm wirkt sich der Einfluss der lastunabhängigen Verluste entsprechend um den Faktor 6 schwächer aus. Im Vergleich zu 50 Nm steigt der Wirkungsgrad über dem gesamten Drehzahlbereich an, was mit zunehmender Schmierfilmdicke und damit reduzierten Reibwert in allen Wälzkontakten begründet werden kann - der Arbeitspunkt auf einer gedachten Striebeck-Kurve wandert nach rechts. Das Kennfeld gibt die Charakteristiken der Verlustleistungskomponenten abhängig von Drehzahl und Drehmoment sehr plausibel wieder. In Bild 28 ist die Aufteilung der Verluste für ausgewählte Betriebspunkte dargestellt.

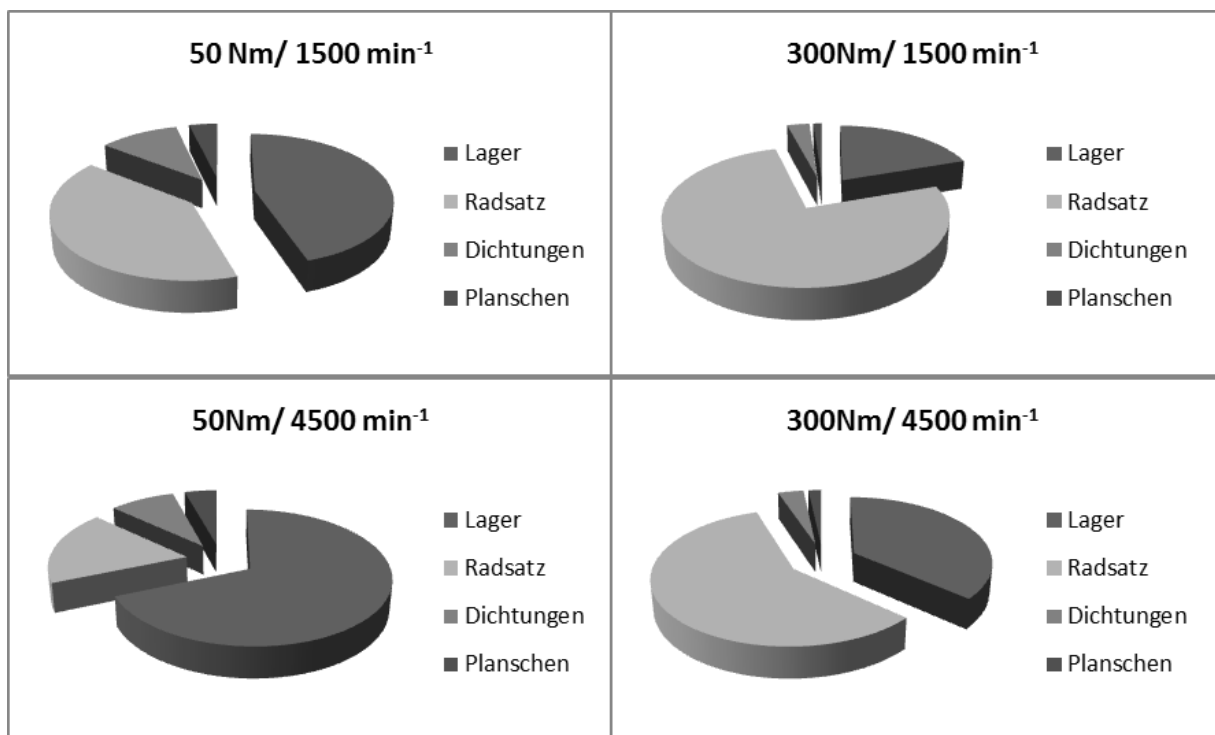


Bild 28: Verlustverteilung ausgewählter Betriebspunkte

Grundsätzlich dominieren die Lagerverluste im Niedriglastbereich und steigen mit wachsender Drehzahl, während die Radsatzverluste mit zunehmender Last signifikanter werden und bei hoher Last deutlich über 50% der Gesamtverluste ausmachen. Die variierende Verlustverteilung zeigt, dass zur Bewertung von Optimierungsmaßnahmen im Betriebsbereich der Übergang zu einer kennfeldbasierten Untersuchung notwendig ist.

5 Vergleich mit experimentellen Ergebnissen

5.1 Prüfstands Aufbau und Getriebeprüfung

Die Messungen wurden am universellen Antriebsstrangprüfstand des Fachgebietes Kraftfahrzeugtechnik durchgeführt, der im Rahmen eines Forschungsprojektes [82] konzipiert und aufgebaut wurde.

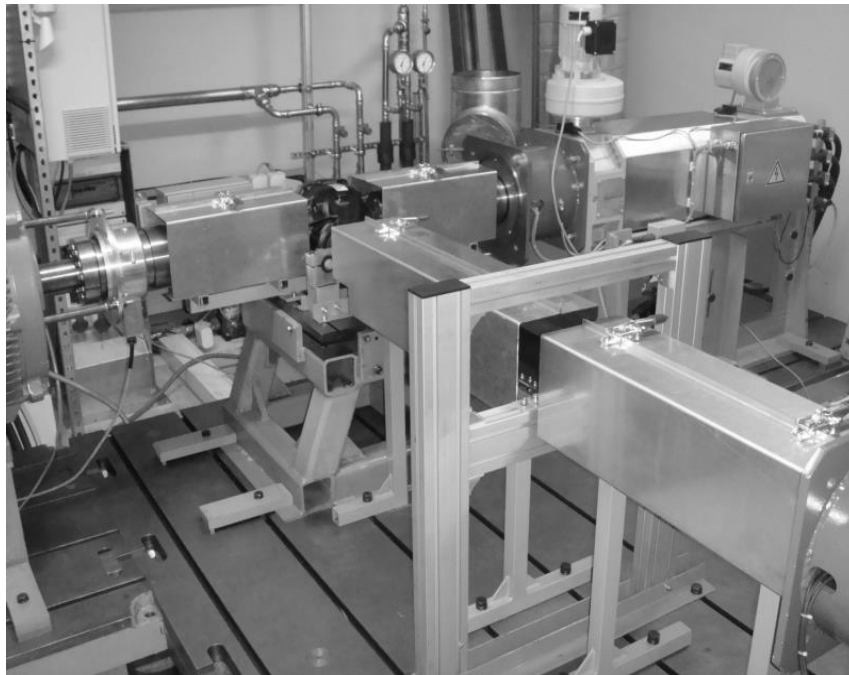


Bild 29: Getriebeprüfstand zur Achsgetriebeprüfung

Der Prüfstand besteht aus drei Asynchronmotoren, die zur Achsgetriebeprüfung in T-Anordnung betrieben werden. Die Motoren arbeiten im 4-Quadrantenbetrieb und werden durch einen Gleichspannungszwischenkreis gespeist, die Abtriebsmotoren arbeiten bei der Getriebeprüfung entsprechend generatorisch. Die Leistungsdaten der Motoren sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

	Antriebsmotor	Abtriebsmotor 1	Abtriebsmotor 2
Nenn Drehzahl	4500 min ⁻¹	2500 min ⁻¹	740 min ⁻¹
Maximaldrehzahl	12000 min ⁻¹	7500 min ⁻¹	2000 min ⁻¹
Nennmoment	340 Nm	554 Nm	1550 Nm
Nennleistung	135 kW	145 kW	110 kW

Tabelle 1: Leistungsdaten der Prüfstandsmotoren

Die Prüfstandssteuerung ist modular aufgebaut und stellt verschiedene Betriebsmodi zur Verfügung. Im Einrichtbetrieb werden die Motoren einzeln gesteuert, während im Handbetrieb die Arbeitspunkte (Drehzahl/ Drehmoment) direkt vorgegeben werden können. Es besteht weiterhin die Möglichkeit, im Automatikmodus Drehzahl- und

Drehmomentverläufe für den Prüfablauf zu definieren und abzufahren. Die Wirkungsgradprüfung wurde im Handbetrieb durchgeführt. Die Messwerterfassung wird getrennt von der Prüfstandsteuerung auf einem separaten Rechner durchgeführt.

Für die Bestimmung des Wirkungsgrades ist die Messung der Drehmomente erforderlich. Der Wirkungsgrad η_W wird aus dem Antriebsmoment und den Abtriebsmomenten mit Hilfe der Übersetzung i_G bestimmt:

$$\eta_W = \frac{P_A}{P_E} = \frac{(M_{A1} + M_{A2}) \cdot \omega_A}{M_E \cdot \omega_E} = \frac{M_{A1} + M_{A2}}{M_E \cdot i_G} \quad (5.1)$$

In Bild 30 ist die Messwerterfassung und Signalverarbeitung schematisch dargestellt.

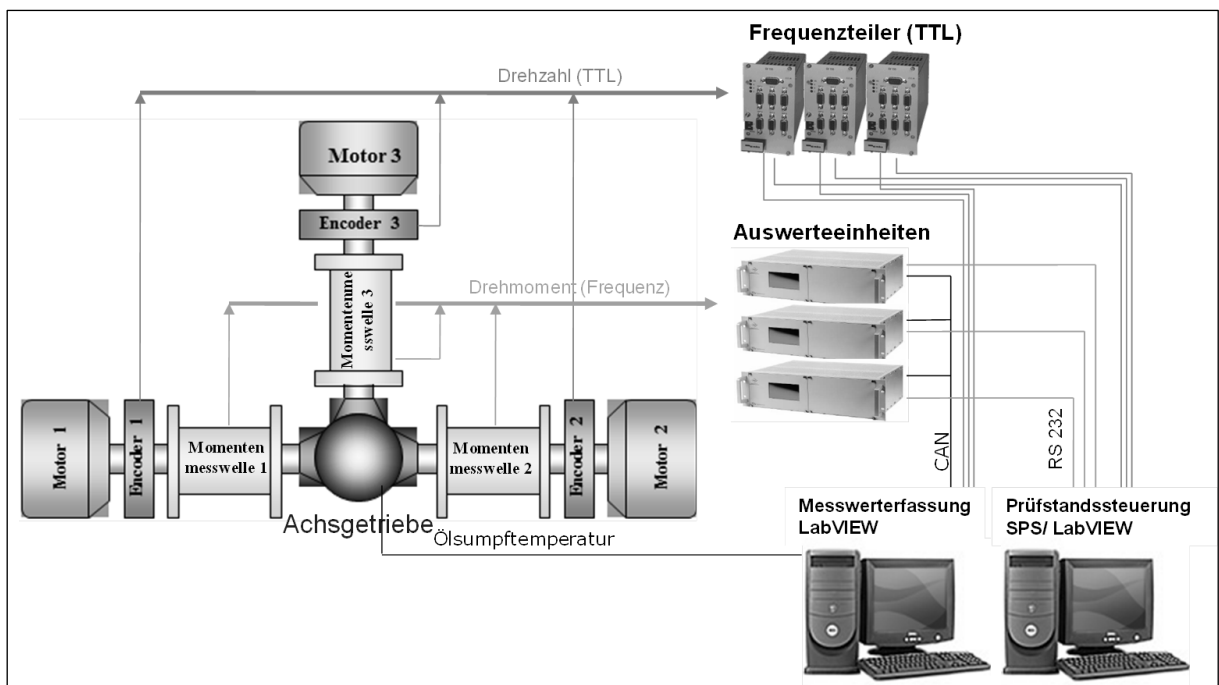


Bild 30: Messwerterfassung für Wirkungsgradprüfung

Die Versuchsergebnisse sind mit systematischen und zufälligen Fehlern behaftet. Bei dem Vergleich von Messungen wird die Messgenauigkeit nur durch zufällige Fehler beeinflusst. Die eingesetzte Mess- und Auswertetechnik lässt es zu, den Wirkungsgrad mit einer Messunsicherheit $<0,15\%$ bei 50Nm und $<0,05\%$ bei 300Nm Drehmoment zu ermitteln.

Die Drehzahlerfassung wird für die Einstellung des korrekten Betriebspunktes benötigt und erfolgt mittels Inkrementalgebern. Zur Erfassung der Ölumpftemperaturen wird ein in die Ölablassschraube integrierter Temperatursensor verwendet, der ca. 30mm ins Getriebe ragt. Die Messwerterfassung wird mittels eines LabVIEW-basierten DAQ-Programms realisiert. Die Drehmomente werden über eine CAN-Karte erfasst,

die Drehzahlen über Counter-Kanäle, die Messung der Ölsumpftemperatur erfolgt differentiell über analoge Eingänge. Alle Eingangsdaten werden in Echtzeit graphisch dargestellt. Nach der Durchführung einer Messung werden die Rohdaten automatisch gespeichert und die Mittelwerte der Messgrößen sowie die Wirkungsgrade automatisch entsprechend des Eingangsmomentes bestimmt und tabellarisch dargestellt.

Die Erzeugung eines Wirkungsgradkennfeldes beinhaltet 54 Einzelmessungen, dabei wird die Drehzahl von 500 bis 4500 U/min in 500U/min Schritten und das Drehmoment von 50 bis 300Nm in 50 Nm Schritten variiert. Die Messungen wurden bei einer Ölsumpftemperatur von $T_0=100^\circ\text{C} \pm 2\text{K}$ durchgeführt. Zur Durchführung der Messungen wird das Prüfgetriebe zunächst auf die Ölsumpftemperatur $T_0=100^\circ\text{C}$ angewärmt und 30 min bei dieser Temperatur betrieben, um das Getriebe durchzuwärmen. Vor der Messung werden die Messwellen genullt. Die Kühlung des Getriebes erfolgt durch frontseitige Luftzufuhr, deren Volumenstrom einstellbar ist. Zwischen den einzelnen Messungen werden Betriebspunkte zum Aufheizen bzw. Kühlen des Getriebes nach Ermessen des Bedieners angefahren. Die Messungen beginnen mit der größten Drehzahl und dem größten Drehmoment und enden mit der kleinsten Drehzahl und dem kleinsten Drehmoment. Die Messwerte werden für 30 Sekunden mit einer Abtastrate von 500Hz erfasst und, wie oben beschrieben, weiterverarbeitet.

5.2 Wirkungsgradmessungen Parameterstudie

Nach der Montage der Versuchsgetriebe bzw. vor der Wirkungsgradprüfung wurde zur Vermeidung von Messabweichungen ein Einlauf durchgeführt. Bei der Getriebemontage wurden eingeriebene Kegelrollenlager verwendet und Reibwertmessungen durchgeführt [42, 82], um die Abweichungen zu minimieren. Beim Einlauf selbst kommt es durch die Glättung der Kontaktflächen (Radsatz und Lager) sowie das Setzverhalten der Lager zu einem Vorspannungsverlust. Das verwendete Einlaufprogramm besteht aus 3 Phasen (Tabelle 2).

Phase 1	Phase 2	Phase 3
100Nm/200U/min 1h	200Nm/500U/min 1h	290Nm/500U/min 22h

Tabelle 2: Betriebspunkte Einlaufprogramm

Trotz größter Sorgfalt bei der Montage streut die tatsächliche Vorspannung der Kegelrollenlager und verändert sich während des Einlaufprozesses (Reduktion um 40% in 24h [1]). Die Montage und das Einlaufprogramm haben entsprechend einen deutlichen Einfluss auf das gemessene Wirkungsgradkennfeld, vor allem im Niedriglastbereich.

Innerhalb des Projektes wurden keine Leerlaufmessungen durchgeführt; um den Effekt des Einlaufes zu untersuchen wurden die Messungen bei 50Nm und 300Nm herangezogen (Bild 31). Die Verzahnungsparameter der zugrundeliegenden Versuchsgetriebe sind in Kapitel 6.1, Tabelle 4 angegeben.

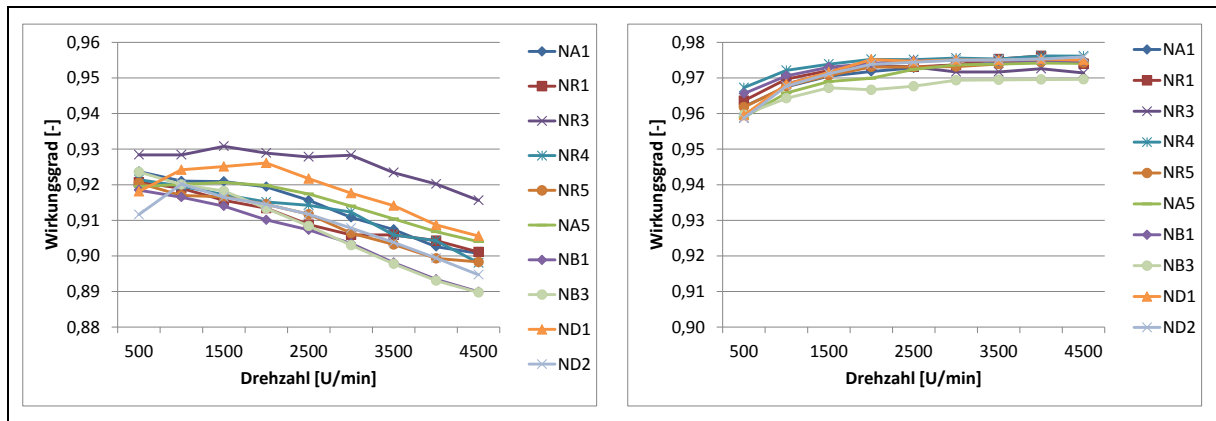


Bild 31: Vergleich der Messergebnisse für 50Nm (links) und 300Nm Drehmoment (rechts)

Es ergeben sich deutliche Unterschiede von bis zu 3% im Bereich niedriger Drehmomente (Bild 31, links). Bei 300Nm Drehmoment ist die Differenz und Streuweite der Messergebnisse wesentlich kleiner. Die Unterschiede im Niedriglastbereich sind auf den Einfluss des Einlaufprozesses und der Montageparameter auf die Lager zurückzuführen („EM-Einfluss“). Mit Hilfe von Schleppmomentmessungen kann der Einfluss eliminiert werden. Im vorliegenden Fall stehen keine Messungen zur Verfügung. Um die Ergebnisse dennoch vergleichen zu können, wird beim Kennfeldvergleich die Differenz der Messungen bei 50Nm gebildet und als Korrektur entsprechend dem Drehmoment angewendet (Bild 32).

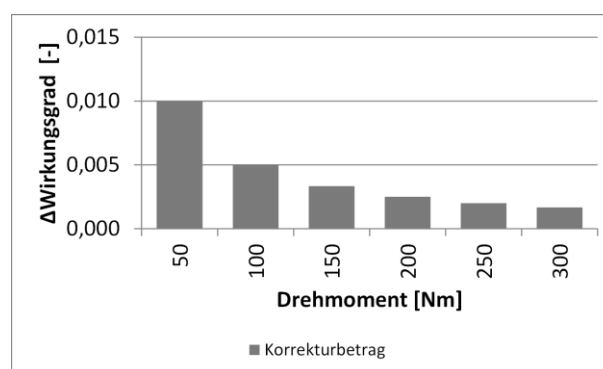


Bild 32: Korrekturbetrag für 0,5Nm Differenzmoment bei 50Nm Eingangsdrehmoment

Das konstante Differenzmoment (EM-Einfluss) wirkt sich bei den hohen Drehmomenten prozentual sehr gering und bei den niedrigen Drehmomenten deutlich aus. Diese Auswirkung ist formal in Gleichung 5.2 mit dem zusätzlichen Glied $P_{EM}/P_E \sim M_{EM}/M_E$ verdeutlicht, das bei konstantem M_{EM} und variablen M_E eine Hyperbel darstellt.

$$\eta_W = \frac{P_A}{P_E} = 1 - \frac{P_V}{P_E} - \frac{P_{EM}}{P_E} \quad (5.2)$$

Dabei wird, wie oben diskutiert, angenommen, dass die Differenz im Wesentlichen auf lastunabhängige Lagerverluste zurückzuführen ist und die Verzahnungsverluste nur eine geringe Lastabhängigkeit zeigen (Bild 33).

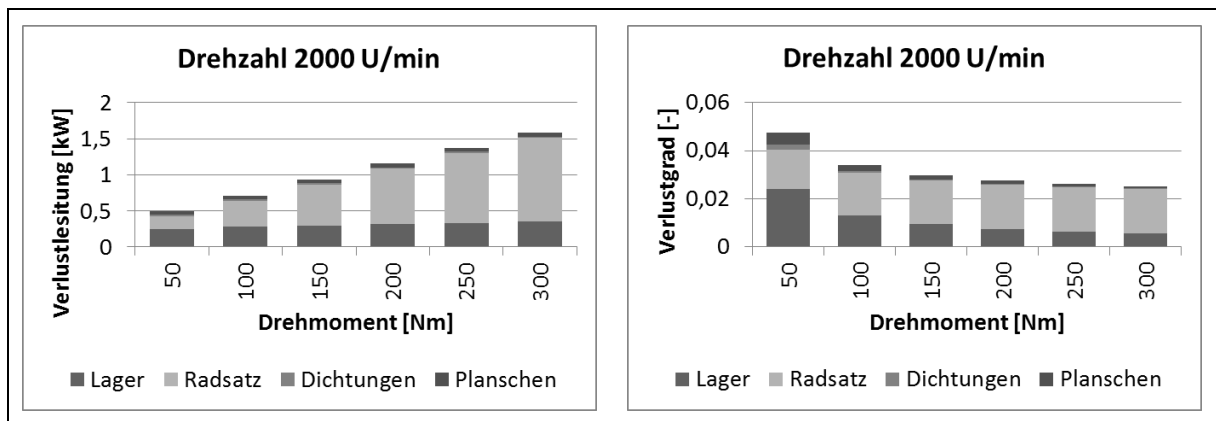


Bild 33: Aufteilung von Verlustleistung (links) und Verlustgrad (rechts), berechnet

Die korrigierten Delta-Kennfelder können nun zum Vergleich mit den Berechnungsergebnissen in folgenden Abschnitt herangezogen werden.

5.3 Vergleich gemessener und berechneter Kennfelder

5.3.1 Vorbetrachtung

In den vorhergehenden Kapiteln wurden die Berechnungsgrundlagen zur Ermittlung der Wirkungsgrade kompletter Achsgetriebe-Funktionseinheiten erarbeitet und ein Prüfstands Aufbau zur wirklichkeitsnahen Wirkungsgradmessung erläutert. Der Achsgetriebeprüfstand wurde verwendet, um eine Reihe von Kegelradsätzen zu untersuchen, die bestimmten Parameterpunkten der im Kapitel 6 behandelten Parameterstudie entsprechen. Die Verzahnungsparameter der Radsätze sind in Kapitel 6, Tabelle 4 zusammengestellt, dort erfolgt auch die Diskussion der Einflussgrößen. In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse der Prüfstandsversuche mit ersten Berechnungsergebnissen, unabhängig von den zugrundeliegenden Einflussgrößen, verglichen werden, was in der Konsequenz zu verschiedenen Schlüssen führen kann. Zunächst wird der Vergleich eines gemessenen Kennfeldes mit einem berechneten Kennfeld Unterschiede aufweisen, die auf Vereinfachungen in der Berechnung oder auf Messunsicherheiten zurückgeführt werden können. Damit wird möglicherweise ein Teil der Messergebnisse zur Verbesserung oder Anpassung der Berechnungen verwendet werden können. Ein anderer Teil der Messergebnisse, der eher auf eine Prüfstandscharakteristik oder Variationen der Getriebemontage (EM-Einfluss) zu-

rückzuführen ist, kann durch das Prinzip der Separation der EM-Einflüsse korrigiert werden.

5.3.2 Kennfeldvergleiche

5.3.2.1 Vergleich Basisverzahnung NA1 und Parameterpunkt NB1

Die Differenzkennfelder in Bild 34 zeigen die Unterschiede von Verzahnung NB1, bei der eine Spiralwinkelverkleinerung vorliegt, zur Basisvariante NA1. Für Differenzbildung und Anpassung wurde das gleiche Verfahren wie im vorherigen Abschnitt eingesetzt. Die Messergebnisse zeigen starke Abweichungen zu den Berechnungsergebnissen. Dennoch kann zwischen 150 und 300Nm im gesamten Drehzahlbereich nahezu ein Plateau erkannt werden, was etwa 0,25% höher als das Plateau der Berechnungsergebnisse liegt. Bei 50Nm betragen die Ordinatenwerte zwischen 0 und 0,05%, was durch die Separation der EM-Einflüsse forciert wird. Zwischen 50 und 150Nm besitzt das Kennfeld einen Übergang zwischen 0 und 0,2%. Die Verhältnisse der EM-Einfluss-Separation haben bei diesem Beispiel eine Verfälschung zwischen 0 und 100Nm hervorgerufen. Das verbleibende, zuvor erwähnte Plateau besitzt lediglich eine Nullpunktverschiebung von 0,1% zum berechneten Differenzkennfeld und zeigt daher bezüglich der Charakteristik eine gute Übereinstimmung.

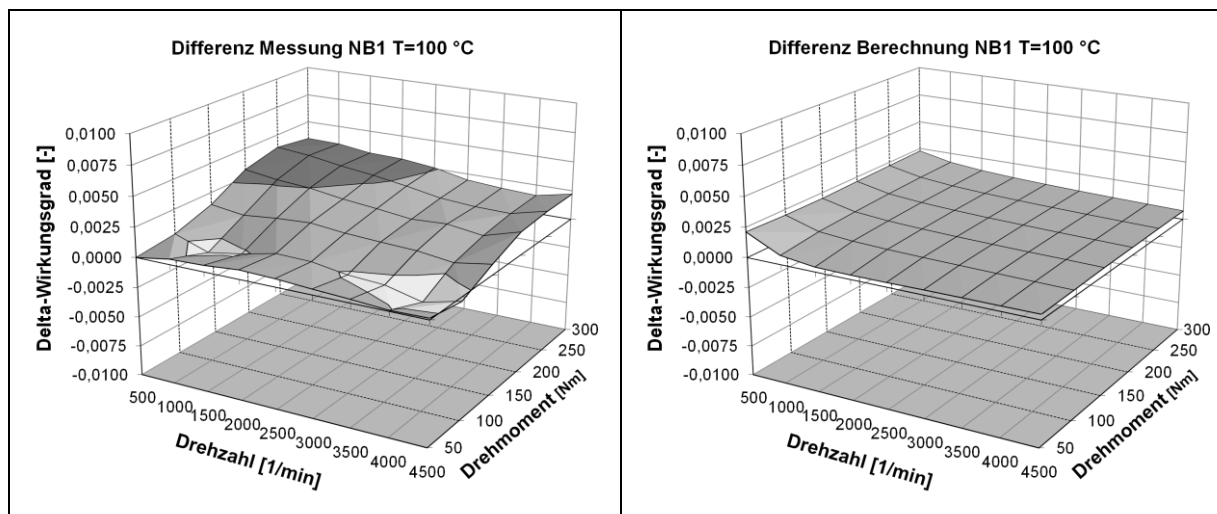


Bild 34: Differenz NA1- NB1 Messung und Berechnung

5.3.2.2 Vergleich Basisverzahnung NA1 und Parameterpunkt NB3

Die Differenzkennfelder in Bild 35 zeigen die Unterschiede von Verzahnung NB3 zur Basisvariante NA1. Bei der Variante NB3 wurde der Parameter Spiralwinkel vergrößert.

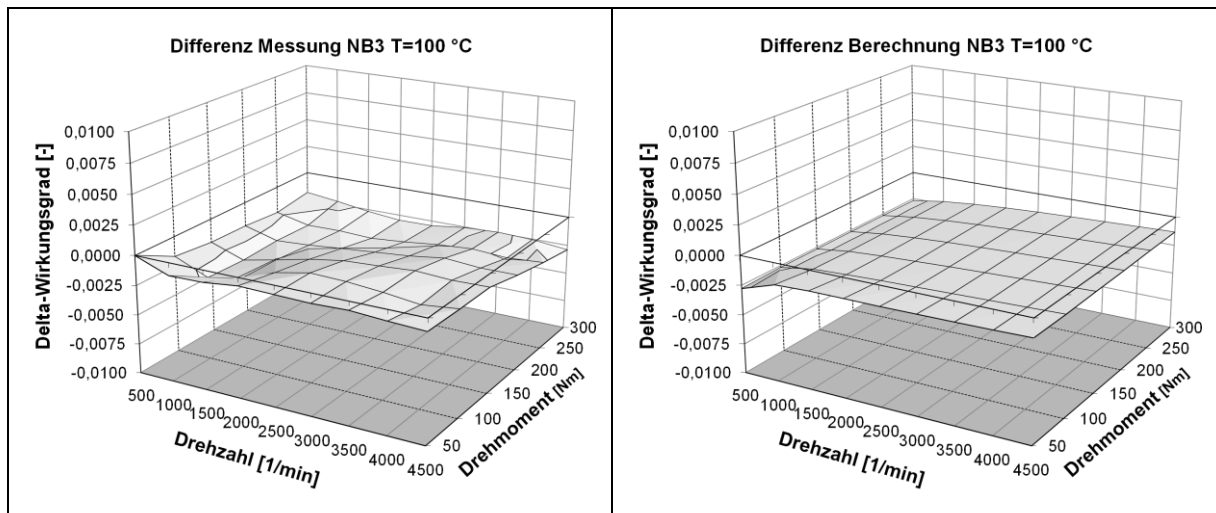


Bild 35: Differenz NA1- NB3 Messung und Berechnung

Beide Kennfelder zeigen dominierende, horizontale Ebenen, wobei die Ordinatenwerte des gemessenen Kennfeldes durch die Separation der EM-Einflüsse zwischen 50 und 100Nm reduzierte Amplituden aufzeigen. Wie im vorherigen Abschnitt sind die berechneten Wirkungsgrade im Mittelwert etwas niedriger als die gemessenen.

5.3.2.3 Vergleich Basisverzahnung NA1 und Parameterpunkt ND2

Die Differenzkennfelder in Bild 36 zeigen die Unterschiede von Verzahnung ND2 zur Basisvariante NA1. Gemessenes und berechnetes Kennfeld haben beide den Trend zu verbessertem Wirkungsgrad bei höheren Drehzahlen. Das Wirkungsgradmaximum im gemessenen Kennfeld bei maximaler Drehzahl und maximalem Drehmoment wird von der Berechnung nicht bestätigt. Die Separation des EM-Einflusses korrigiert die Kennfeldfläche bei 50Nm Drehmoment zur Nulllinie hin, was die Unterschiede zwischen 2500 und 4500U/min bei 50Nm erklärt. Dagegen können die Unterschiede des gemessenen Kennfeldes von bis zu 0,25% im oberen Drehmoment und Drehzahlbereich nicht schlüssig erklärt werden.

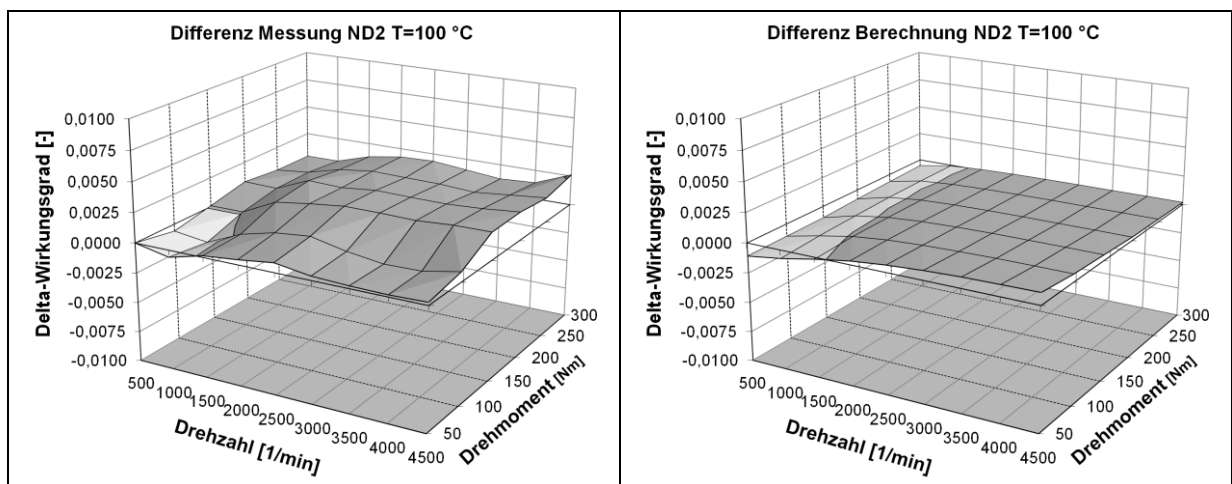


Bild 36: Differenz NA1- ND2 Messung und Berechnung

Im berechneten Kennfeld zeigt sich für mittlere bis hohe Drehzahlen und kleine bis mittlere Drehmomente ein bis zu 0,1% verbesserter Wirkungsgrad, verglichen mit der Basisverzahnung. Bemerkenswert hierbei ist die Tatsache, dass die Parametervariante ND2 mit einem um 12,7mm vergrößertem Messerkopfradius gefertigt wurde und im Vergleich mit der zuletzt diskutierten Variante ND1 die erwartete Wirkungsgradverbesserung tatsächlich eingetreten ist.

5.3.2.4 Vergleich Basisverzahnung NA1 und Parameterpunkt NR4

Die Differenzkennfelder in Bild 37 zeigen die Unterschiede von Verzahnung NR4 (Längsballigkeitsreduktion) zur Basisvariante NA1. Das berechnete Kennfeld zeigt eine Verbesserung der Wirkungsgrade bei steigender Drehzahl. Diese Verbesserung ist nahezu unabhängig vom Drehmoment. Das gemessene Wirkungsgradkennfeld (links in Bild 37) zeigt den gleichen Trend, jedoch in verstärktem Maße. Zusätzlich zeigen die Messresultate eine starke Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Drehmoment, was zu einem Wirkungsgradoptimum bei kleiner Drehzahl und hohem Drehmoment führt. Obwohl die Höhenniveaus der beiden Kennfelder sehr ähnlich sind, ist die Wirkungsgradveränderung innerhalb des gemessenen Kennfeldes nahezu doppelt so groß wie die des berechneten.

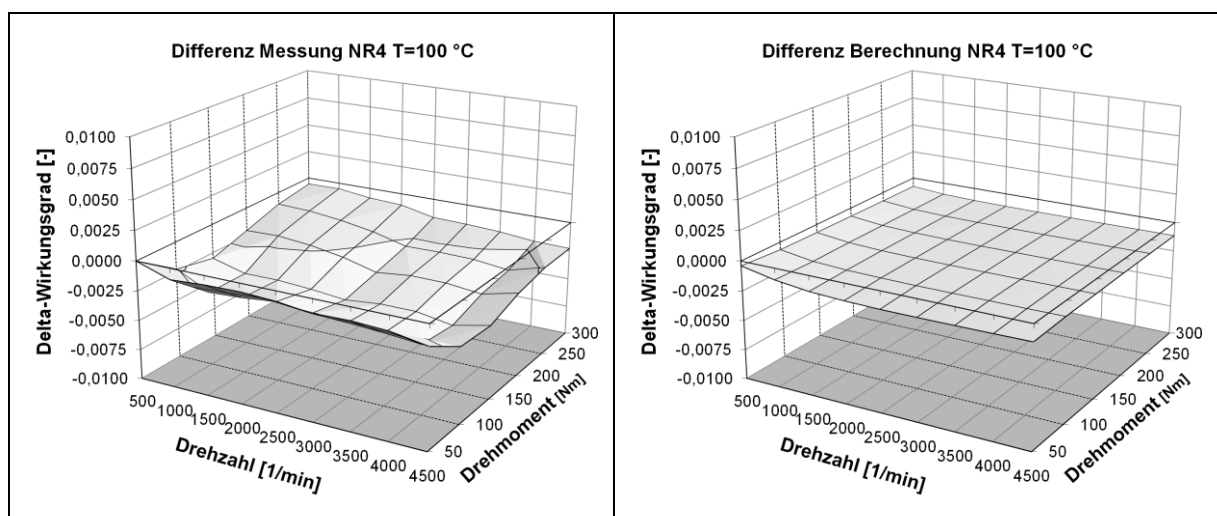


Bild 37: Differenz NA1- NR4 Messung und Berechnung

5.3.3 Zusammenfassung

Die in diesem Kapitel diskutierten sieben verschiedenen Verzahnungen, für die sowohl Wirkungsgradkennfelder gemessen als auch berechnet wurden, zeigten eine qualitativ zufriedenstellende Übereinstimmung. Um die Messergebnisse untereinander vergleichbar zu gestalten, wurde versucht die Einflüsse durch Einlauf und Montage (EM-Einflüsse) zu eliminieren. Da diese Einflüsse weitgehend unbekannt sind, wurden die jeweiligen Verlustleistungsunterschiede (letzter Term in Gl. (5.2)) bei

50Nm zur Korrektur des gesamten gemessenen Kennfeldes herangezogen. Diese Vorgehensweise liefert ungefilterte Rohdaten, die entlang der 50Nm Achse eine Wirkungsgraddifferenz nahe null aufzeigt. Es handelt sich dabei um einen unvermeidbaren Seiteneffekt, der sich in den gezeigten Kennfeldern zwischen 50 und 100Nm verfälschend auswirken kann. Die EM-Einfluss-Separation klingt zu höheren Drehmomenten hyperbelförmig asymptotisch ab. Da sich die mögliche Verfälschung aus diesem Grunde nur bei niedrigen Drehmomenten merklich auswirkt, wird sie insbesondere dann deutlich wenn im restlichen Kennfeld namhafte Wirkungsgraddifferenzen auftreten. Durch die hohe Anzahl der Messpunkte war es möglich, durch Filterung der Messergebnisse einen Teil der nicht-systematischen Messvariationen zu eliminieren und die Gesamtgenauigkeit zu verbessern. Einige der charakteristischen Unterschiede zwischen Messung und Berechnung sind auf den Einfluss von Parametern zurückzuführen, die in der Berechnung vereinfachend als konstant angenommen oder nicht erfasst werden. Beispielsweise sind der Zustand der Oberfläche und die genaue Position der Lasttragbilder zu nennen, die zu den erwähnten Unterschieden der Kennfeld-Niveaus führen können.

Es erscheint nicht sinnvoll, den Versuch einer Veränderung beziehungsweise Anpassung des Berechnungsverfahrens vorzunehmen, da keine entsprechenden Trends in den Vergleichen dieses Kapitels identifiziert werden konnten. Im Gegensatz dazu kann sogar festgestellt werden, dass die Unabhängigkeit der Berechnungsergebnisse von montagebedingten Tragbildlagen, einlaufbedingten Oberflächenbeschaffenheit etc. den theoretischen Ergebnissen einen durchaus erwünschten, objektiven Aspekt verleiht. In nahezu allen in diesem Kapitel diskutierten Vergleichen konnten der Trend und die Größenordnung der theoretisch berechneten Wirkungsgradveränderung abhängig von Drehzahl und Drehmoment durch die Messung bestätigt werden.

5.4 Schleppmomentmessung

Zur Plausibilisierung der Verbrauchssimulation und Aufteilung der Verluste wurden ergänzend Schleppmomentmessungen durchgeführt. Für die anschließende Berechnung der Verlustleistung bzw. des Verlustmomentes werden die Verzahnungsverluste aufgrund des geringen Drehmoments vernachlässigt, so dass sich die Gesamtverluste aus den Lager-, Dichtungs- und Planschverlusten wie folgt zusammensetzen:

$$M_{V0}(n) = M_{VL0}(n) + M_{VD}(n) + M_{VP}(n) \quad (5.3)$$

Für die Messung wurde das Prüfgetriebe zunächst auf eine Ölsumpftemperatur $T_0=100\text{ °C}$ aufgewärmt. Die Abtriebe wurden abgekoppelt und die Messwelle auf null gesetzt. Die Messungen wurden beginnend mit steigender Drehzahl von 500 U/min

bis 4500 U/min und anschließend sinkender Drehzahl bis auf 500 U/min durchgeführt. Es wurden vier Messungen für Ölsumpftemperaturen zwischen 100°C und 40°C vorgenommen. Die Ergebnisse sind in Bild 38 dargestellt.

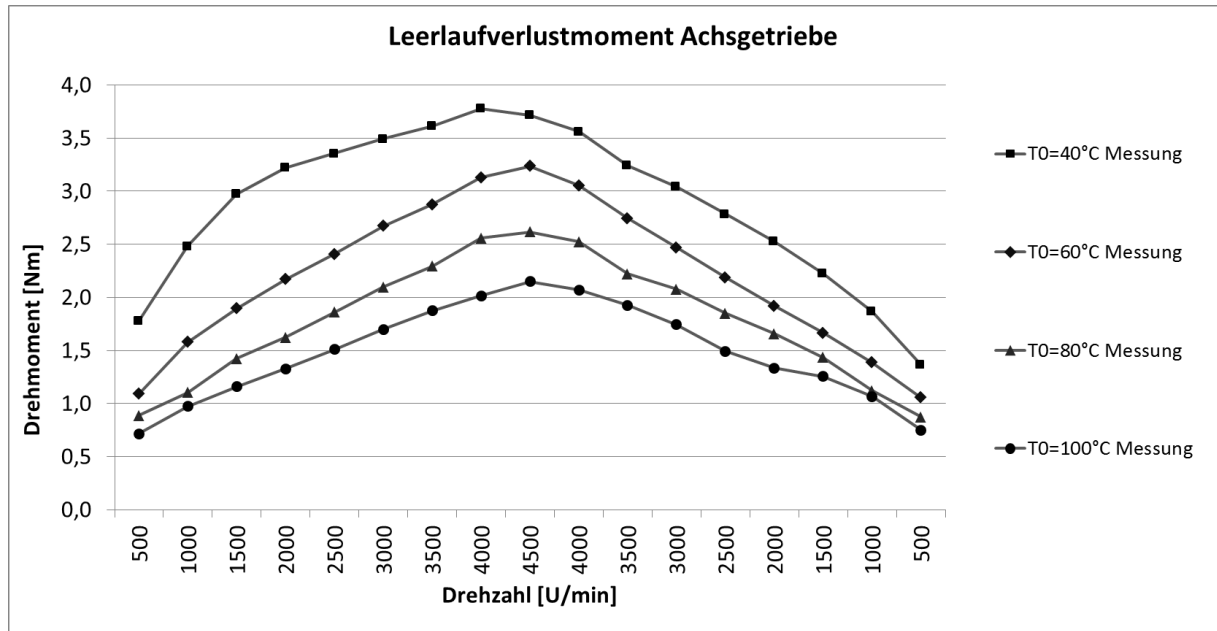


Bild 38: Schleppmoment über der Eingangsdrehzahl für verschiedene Temperaturen

Für hohe Temperaturen zeigt sich ein linearer Zusammenhang über dem untersuchten Drehzahlbereich, die Verläufe für steigende und sinkende Drehzahlen sind symmetrisch. Bei niedrigeren Temperaturen steigt das Schleppmoment zunächst stärker und anschließend schwächer an. Im Bereich niedriger Drehzahlen ist bei 40°C Ölsumpftemperatur zunächst ein starker Anstieg sichtbar, der sich bei höheren Temperaturen deutlich reduziert. Mit sinkender Temperatur zeigt sich ein zunehmend unsymmetrischer Verlauf. Bei 40°C Ölsumpftemperatur wird das maximale Schleppmoment bereits bei 4000 U/min erreicht. Das Verhalten kann mit der unterschiedlichen Viskosität begründet werden, da der Schmierstoff bei niedrigen Temperaturen mehr Zeit benötigt um in den Sumpf zurückzukehren, was zu einer Verminderung des Planschmomentes von Lagern und Verzahnung führt. Die beschriebene Charakteristik, linear für hohe Temperaturen und zunehmend nichtlinear bei niedrigeren Temperaturen, wurde auch von anderen Autoren festgestellt [43]. In Bild 39 sind die Messergebnisse der Berechnung gegenübergestellt.

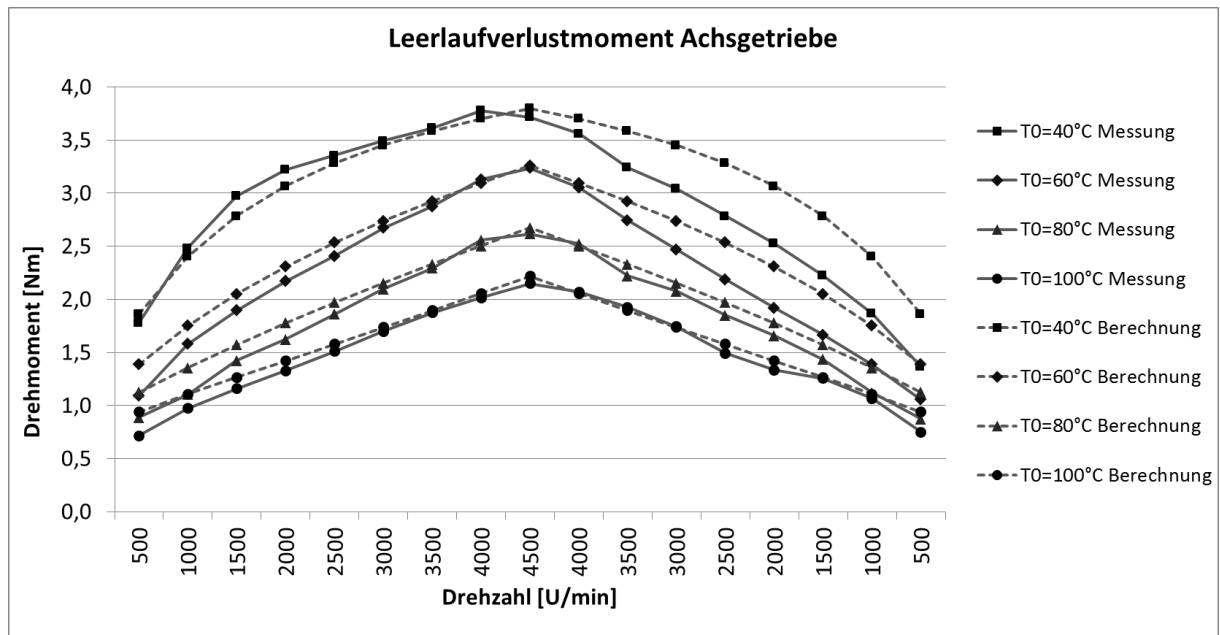


Bild 39: Vergleich Messung und Berechnung für verschiedene Temperaturen

Die Parameter der SKF-Berechnung wurden angepasst und sind in Tabelle 3 den Originalparametern gegenübergestellt.

	SKF Standard		Verwendet	
	Ritzel	Tellerrad	Ritzel	Tellerrad
Designbeiwert R_1	$2,6 \cdot 10^{-6}$	$1,76 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-6}$	$1,5 \cdot 10^{-6}$
Designbeiwert R_2	10,9	10,9	10,9	10,9
Designbeiwert S_1	0,020	0,017	0,01	0,01
Designbeiwert S_2	2	2	2	2
Designbeiwert K_{rs}	$3 \cdot 10^{-8}$			
Ölwidestandsvariable V_M	0,00025			
Designbeiwert K_Z	6			
Designbeiwert K_L	0,7			
Grenzreibwert μ_{bl}	0,15		0,06	

Tabelle 3: Vergleich SKF-Parameter aus Katalog und verwendete Parameter

Bei Vergleich mit Messungen anderer Autoren [1, 56] wird deutlich, dass sowohl die durchgeführten Messungen als auch die angepasste Berechnung zu schlüssigen Ergebnissen führen; mit den Standardwerten würden bei niedrigen Drehzahlen zu große Verluste berechnet.

Es ergibt sich eine systematische Abweichung bei niedrigen Drehzahlen, was zum einen mit dem über der Drehzahl konstanten Dichtungsmoment (siehe Kapitel 4.3) zu begründen ist und zum anderen kann die Lagerberechnung das Verhalten bei gerin-

gen Drehzahlen nicht nachbilden. Mit sinkender Temperatur steigt die Treffsicherheit der Berechnung. Bei 40°C Ölsumpftemperatur wird das maximale Schleppmoment bereits bei 4000 U/min erreicht, die Berechnung ist immer symmetrisch, damit werden der Unterschied und der deutliche Einfluss der im Betrieb unterschiedlichen Eintauchtiefe nochmals unterstrichen. Die Temperaturabhängigkeit wird im betrachteten Bereich hinreichend genau abgebildet, bei einem Vergleich der Schleppmomente verschiedener Temperaturen wird eine hohe Treffgenauigkeit erzielt.

5.5 Temperaturvariation

Im Projekt wurden alle Prüfgetriebe bei einer Ölsumpftemperatur $T_0=100\text{ °C}$ vermessen. Um die Temperaturabhängigkeit zu untersuchen und eine weitere Plausibilisierung der Verlustaufteilung mit Hinblick auf die Fahrzyklussimulation vorzunehmen, wurden an einem weiteren Getriebe Messungen bei 60°C und 100°C Ölsumpftemperatur durchgeführt. In Bild 40 ist ein Vergleich der gemessenen Kennfelder dargestellt.

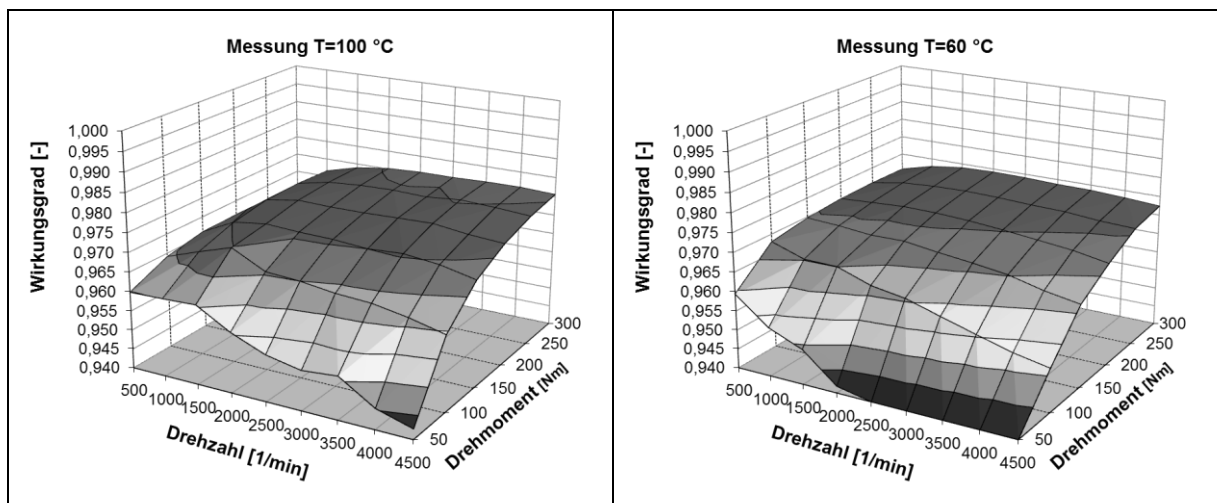


Bild 40: Vergleich der gemessenen Wirkungsgradkennfelder bei $T_0=100\text{ °C}$ und $T_0=60\text{ °C}$

Im Hochlastbereich und bei geringen Drehzahlen zeigen sich Wirkungsgradverbesserungen bei Verminderung der Ölsumpftemperatur von 100°C auf 60°C. Dem steht eine Verschlechterung des Wirkungsgrades um ca. 1% bei 50Nm gegenüber, diese ist auf erhöhte Lager- und Planschverluste zurückzuführen. In Bild 41 sind die berechneten Kennfelder für beide Temperaturen dargestellt, zur Berechnung der Lagerverluste wurden die in Kapitel 5.4 bestimmten Parameter verwendet.

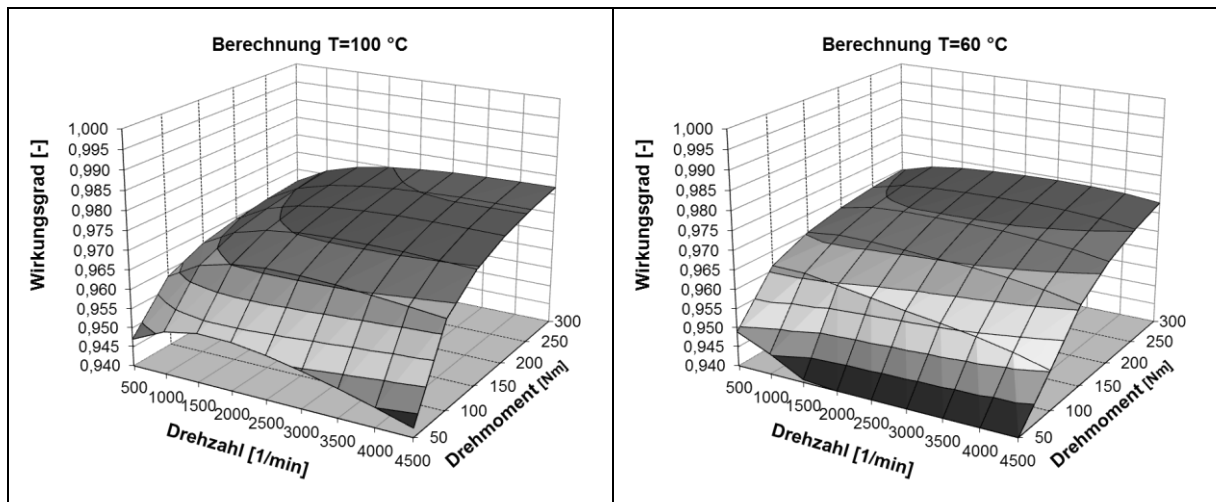


Bild 41: Vergleich der berechneten Wirkungsgradkennfelder bei $T_0=100\text{ °C}$ und $T_0=60\text{ °C}$

Die berechneten Kennfelder zeigen qualitativ eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Kennfeldern. Das Anwachsen der Verluste bei sinkender Öltemperatur und hohen Drehzahlen wird gut wiedergegeben. Die berechneten Kennfelder weisen systematische Abweichungen im Bereich niedriger Lasten und Drehzahlen auf, das verdeutlicht auch der Vergleich zwischen Berechnung und Messung für beide Temperaturen (Bild 42).

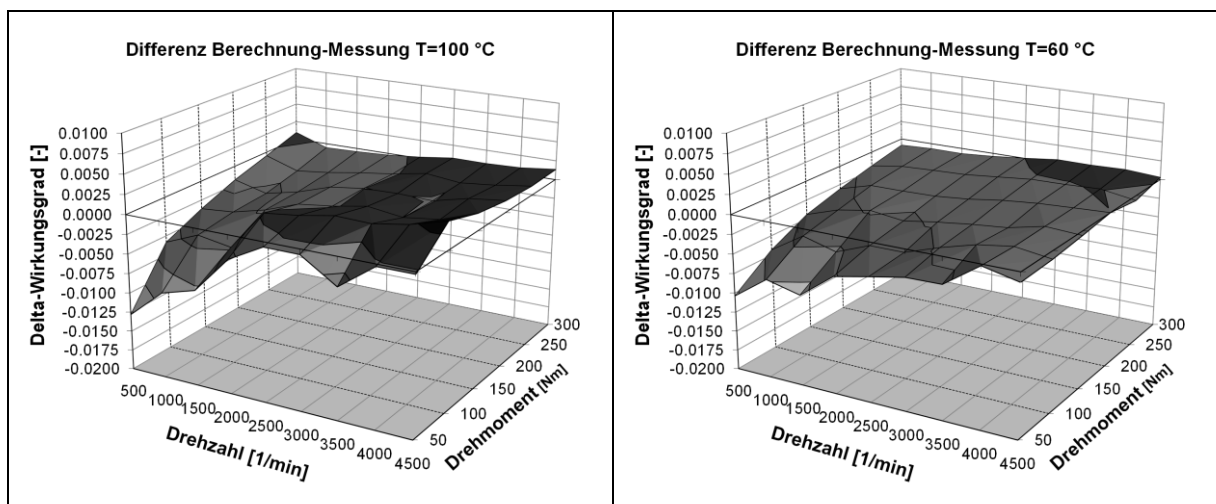


Bild 42: Vergleich der berechneten und gemessenen Wirkungsgradkennfelder bei $T_0=100\text{ °C}$ und $T_0=60\text{ °C}$

Die Abweichungen sind auf die im vorherigen Kapitel festgestellten Unterschiede zurückzuführen. Die Differenzkennfelder für Messung und Berechnung beider Temperaturen sind in Bild 43 dargestellt.

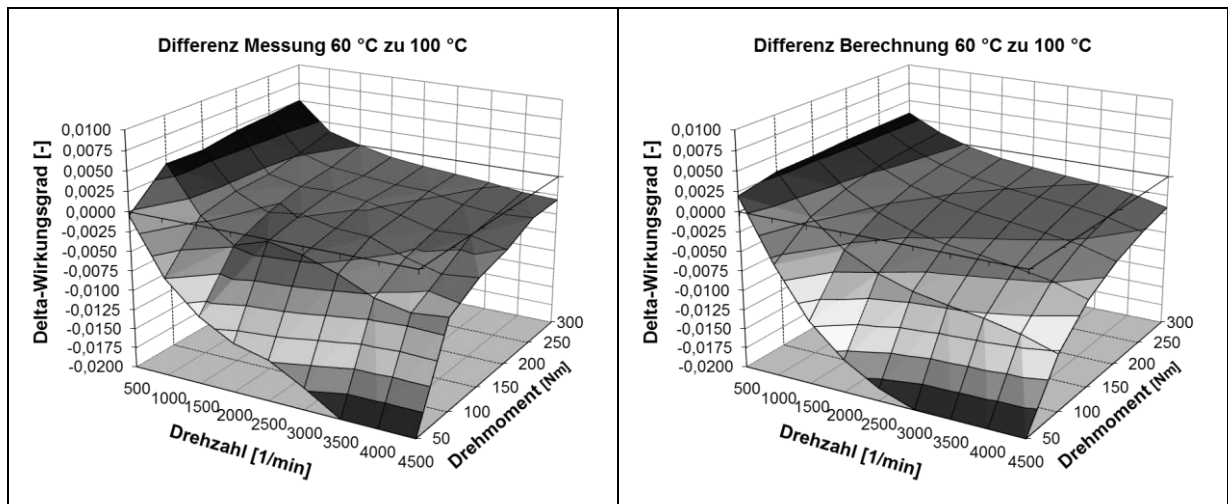


Bild 43: Vergleich der Differenzkennfelder Messung und Berechnung

Der charakteristische Verlauf ergibt sich durch die Kombination der Lager- und Radsatzeinflüsse. Das Ansteigen der Viskosität resultiert in einem Anstieg der Lagerverluste und einer Verringerung des Wirkungsgrades vor allem bei niedrigen Lasten und hoher Drehzahl. Die Differenzkennfelder des Radsatzes und der Lager sind in Bild 44 gegenübergestellt.

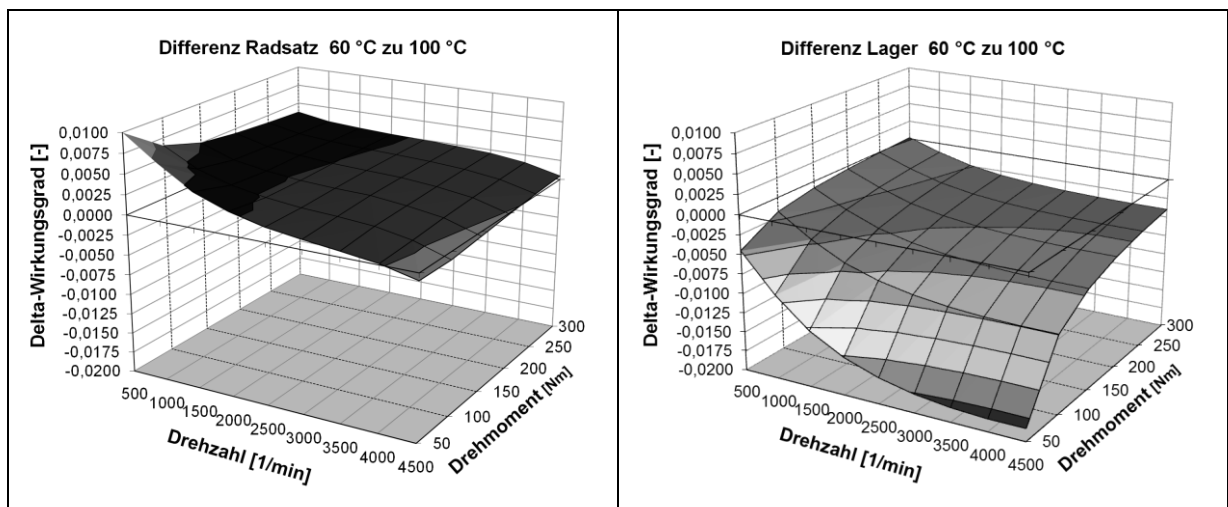


Bild 44: Differenzkennfelder Radsatz und Lager für verschiedene Temperaturen

Der Wirkungsgrad des Radsatzes verbessert sich aufgrund des höheren Anteils an Flüssigkeitsreibung bei Verminderung der Ölsumpftemperatur. Der Effekt ist besonders groß im Bereich geringer Lasten und Drehzahlen und erstreckt sich nahezu über den gesamten Kennfeldbereich. Bei maximaler Drehzahl verringert sich der Wirkungsgrad geringfügig, da die Flüssigkeitsreibung dominiert und die Verluste durch den Anstieg der Viskosität anwachsen. Im Gegensatz dazu zeigt das Lagerdifferenzkennfeld eine Verminderung des Wirkungsgrades im gesamten Betriebsbereich. Insgesamt kann festgehalten werden, dass die charakteristischen Unterschiede qualitativ und auch quantitativ gut erfasst werden. Es ergeben sich Unterschiede

zwischen Messung und Berechnung bei niedrigen Lasten und Drehzahlen, diese sind vornehmlich auf die Lagerberechnung und die in der Berechnung über der Drehzahl konstanten Dichtungsverluste (vgl. Kapitel 4.3) zurückzuführen. Bei der Berechnung von Differenzkennfeldern werden diese systematischen Abweichungen jedoch nahezu eliminiert. Entsprechend kann der resultierende Unterschied aufgrund des Temperatureinflusses sehr genau berechnet werden, was für die Verbrauchssimulation von Vorteil ist. Demgegenüber ist die Absolutberechnung für alle Temperaturen mit einem systematischen Unterschied behaftet. Die Messergebnisse zeigen, dass der Prüfstand und die verwendete Messmethodik auch geringe Unterschiede genau auflösen können.

6 Theoretische Parameterstudie

6.1 Übersicht Parameterstudie

Ausgehend von der Basisauslegung NA1 werden nachfolgend die Einflüsse der Auslegungsparameter auf den Verzahnungswirkungsgrad untersucht. Dazu wurden die Parameter innerhalb eines zweckmäßigen Bereichs unter Zugrundelegung der Auslegung NA1 variiert. Tragbildgröße und Lage wurde bei der Makrogeometriestudie weitestgehend konstant gehalten, um den Einfluss mikrogeometrischer Änderungen zu minimieren. Die Verzahnungsdaten der Auslegung NA1 sind in Anhang A.5 dokumentiert. Auf eine Darstellung der einzelnen Zahnkontaktanalysen wurde mit Rücksicht auf die Übersichtlichkeit verzichtet, diese sind in Anhang A.6 tabellarisch zusammengestellt. Die für die Berechnung verwendeten Material- und Schmierstoffdaten sind in Anhang A.7 zusammengefasst. Tabelle 4 gibt eine Übersicht der einzelnen Varianten.

Name	Parameter	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
		[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	[μm]	[-]	[mm]	[mm]
NA1	Basisauslegung	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA2	Summen- eingriffswinkel	45	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA3		42	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA4		38	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA5		35	30	45,6	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NB1	Spiralwinkel	40	30	35,7	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NB2		40	30	40,6	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NB3		40	30	50,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NC1	Profil- verschiebung	40	30	45,6	-0,699	2,5	4	0,1	0,010
NC2		40	30	45,5	-0,344	2,5	4	0,1	0,010
NC3		40	30	45,5	-0,173	2,5	4	0,1	0,010
ND1	Messerkopf- radius	40	30	45,6	-0,524	2,25	4	0,1	0,010
ND2		40	30	45,5	-0,524	3	4	0,1	0,010
ND3		40	30	45,5	-0,524	3,75	4	0,1	0,010
NE1	Zahnhöhe	40	30	45,5	-0,524	2,5	4,6	0,1	0,010
NE2		40	30	45,5	-0,524	2,5	3,5	0,1	0,010
NR0	Balligkeiten	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,010
NR1		40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,025
NR2		40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,0
NR3		40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,060
NR4		40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,1	0,010
NR5		40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,0	0,010
NX1	Achsversatz	40	15	35,0	-0,530	2,5	4	0,1	0,010
NX2		40	5	28,0	-0,508	2,5	4	0,1	0,010

Tabelle 4: Verzahnungsdaten Parameterstudie

Die Diskussion der Eingangsdaten und Einflussgrößen erfolgt zunächst für den Kontaktweg am Betriebspunkt (2000U/min; 150Nm, $T_0=100^\circ\text{C}$). Die Einflüsse über dem Betriebsbereich werden analysiert, in dem Schnitte durch das Kennfeld bei konstanter Drehzahl (2000U/min) und anschließend konstantem Drehmoment (150Nm) gelegt werden. Bei den Parameterstudien zu Summeneingriffswinkel, Messerkopfradius, Zahnhöhe und Höhenballigkeit ergaben sich nur geringe Änderungen. Auf eine ausführliche Darstellung und Diskussion der Einflussgrößen wurde entsprechend

verzichtet und nur zusammenfassend die Wirkungsgrade in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment diskutiert.

6.2 Makrogeometrie

6.2.1 Summeneingriffswinkel

Der Summeneingriffswinkel wurde von 35° bis 45° variiert (Tabelle 5). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NA5	35	30	45,6	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA4	38	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA3	42	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA2	45	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010

Tabelle 5: Verzahnungsdaten Summeneingriffswinkelstudie

Auf der linken Seite von Bild 45 sind die Wirkungsgrade der Radsätze über der Drehzahl dargestellt. Die Variation des Summeneingriffswinkels besitzt nur geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad, der dominierende Effekt ist der Anstieg des Wirkungsgrades mit steigender Drehzahl. Die wie bei Stirnrädern vermutete Abhängigkeit der Normalkraft vom Eingriffswinkel konnte bei den betrachteten Hypoidvarianten nicht bestätigt werden.

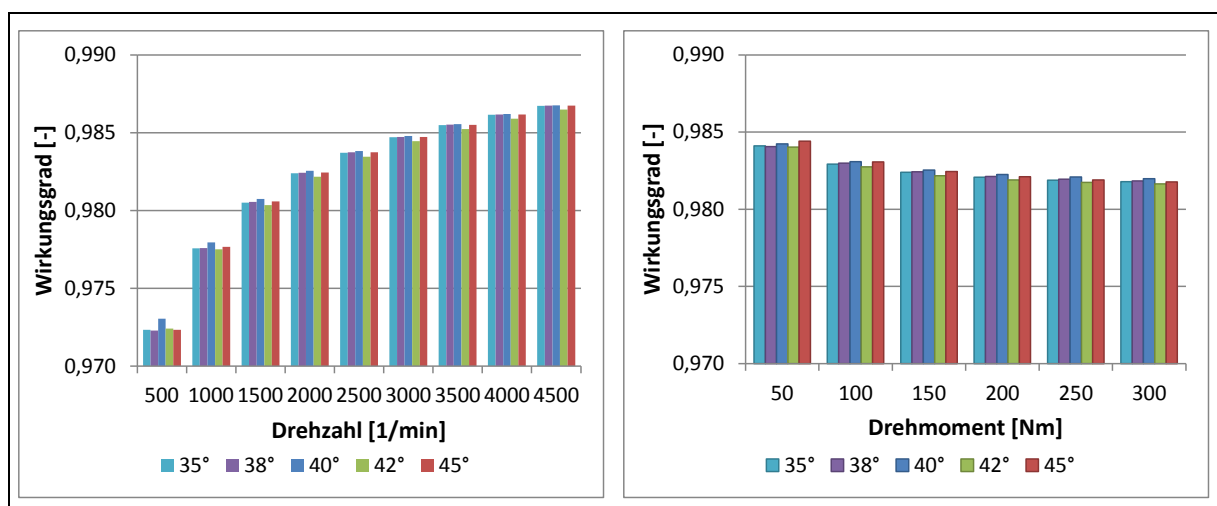


Bild 45: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

Zum einen scheint der Spiralwinkel sowie der Kegelwinkel einen verringernden Einfluss auf die Normalkraftänderung zu besitzen, zum anderen konnte der dominierende Einfluss des sich verändernden Überdeckungsgrades (abhängig von der Ein-

griffswinkelveränderung) als Ursache dieser Kompensation erkannt werden. Mit wachsendem Drehmoment sinkt der Wirkungsgrad aufgrund des steigenden Reibwertes leicht, der Trend ist für alle Radsätze ähnlich und kann mit der durch die Last verminderten Schmierfilmdicke begründet werden (Bild 45, rechts).

6.2.2 Spiralwinkel

Der Spiralwinkel wurde von 35° bis 45° variiert (Tabelle 6). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NB1	40	30	35,7	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NB2	40	30	40,6	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NB3	40	30	50,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010

Tabelle 6: Verzahnungsdaten Spiralwinkelstudie

In Bild 46 sind die Gleitgeschwindigkeiten und die Kontaktkräfte dargestellt. Die Kontaktkräfte weisen kaum Unterschiede auf (Bild 46, rechts). Mit wachsendem Spiralwinkel verbessert sich die Überdeckung während sich eine verbesserte Lastverteilung einstellt. Es zeigt sich, dass dies den Effekt des erhöhten Kraftübertrages aufgrund der veränderten Wirkungsrichtung der Normalkraft kompensiert.

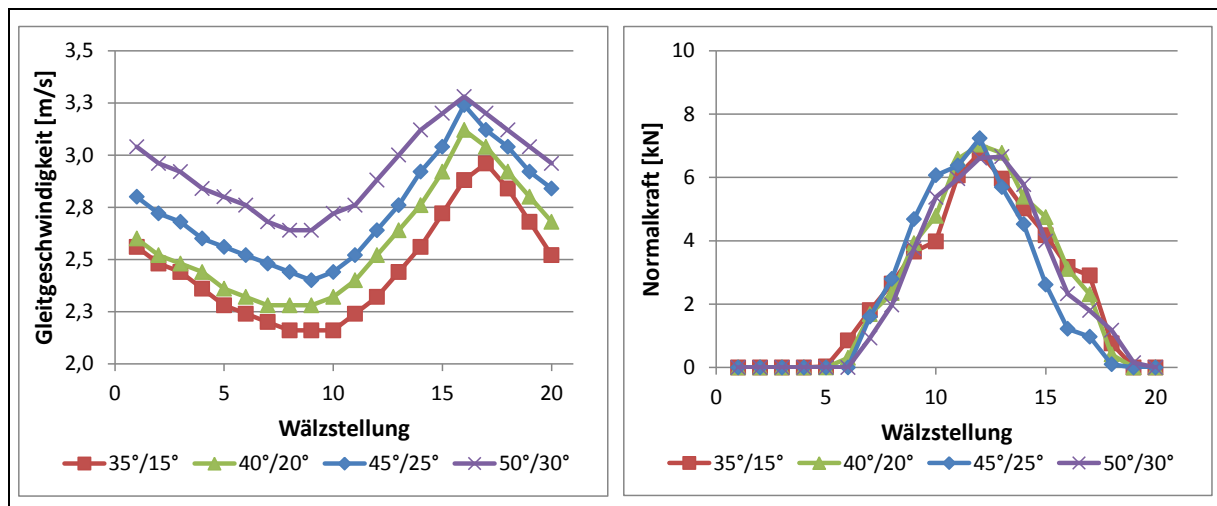


Bild 46: Gleitgeschwindigkeit und Normalkraft (2000U/min, 150Nm)

Bei den Gleitgeschwindigkeiten (Bild 46, links) ergeben sich signifikante Unterschiede, mit wachsendem Spiralwinkel vergrößern sich die Gleitgeschwindigkeiten im gesamten Kontaktbereich deutlich. Dies kann damit erklärt werden, dass der Anteil des Längsgleitens von Hypoidverzahnungen bei gleichbleibendem Achsversatz vom Spiralwinkel abhängig ist.

Der Verlauf der Summengeschwindigkeiten ist in Bild 47 auf der linken Seite dargestellt. Die Summengeschwindigkeiten werden geringer bei Verringerung des Spiralwinkels. Da die Radsätze einen ähnlichen Kontaktwegverlauf besitzen, zeigen die Summengeschwindigkeiten wiederum eine vergleichbare Charakteristik. Die Unterschiede in Bild 47 links, resultieren in signifikanten Änderungen des Schmierstoff-Traganteiles (Bild 47, rechts). Der kleinere Spiralwinkel führt zu einer deutlichen Verringerung des Schmierstoff-Traganteiles.

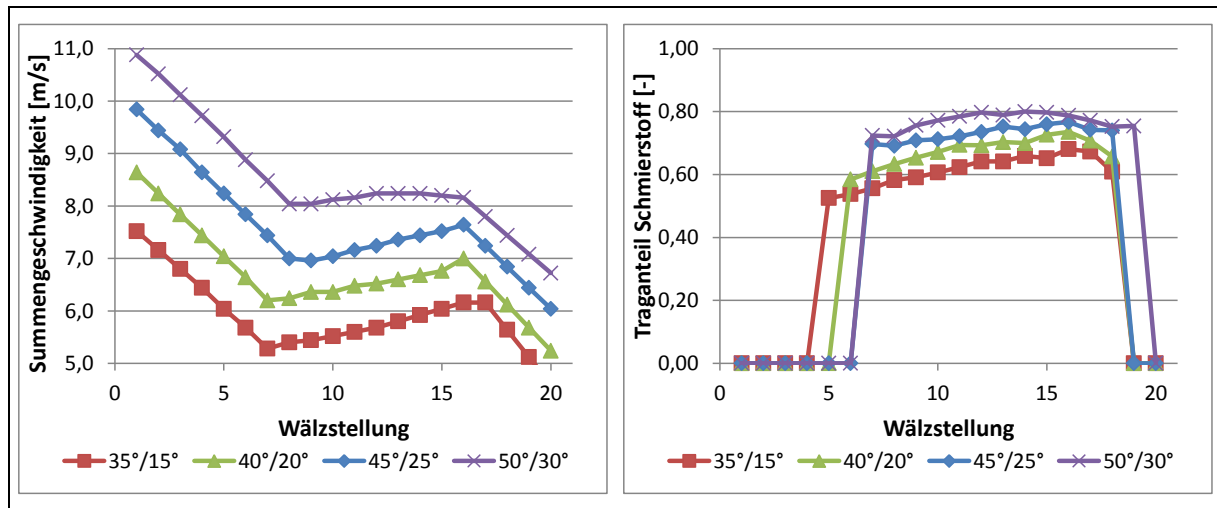


Bild 47: Summengeschwindigkeit und Schmierstoff-Traganteil (2000U/min, 150Nm)

In Bild 48 sind die Ersatzkrümmungsradien und der Kontaktdruck dargestellt. Ein größerer Spiralwinkel führt zu höheren Krümmungsradien. Dies sollte zu einem geringeren Kontaktdruck führen, was jedoch nicht der Fall ist, da die Radien in Berührungslinienrichtung (nicht dargestellt) sich in gleichem Maße verringern. Dabei handelt es sich um einen systematischen Unterschied. Aufgrund der verschiedenen Spiralwinkel schneiden die in der ebenen Projektion identischen Kontaktwegrichtungen verschiedene Krümmungen aus den unterschiedlich orientierten Flankenflächen aus.

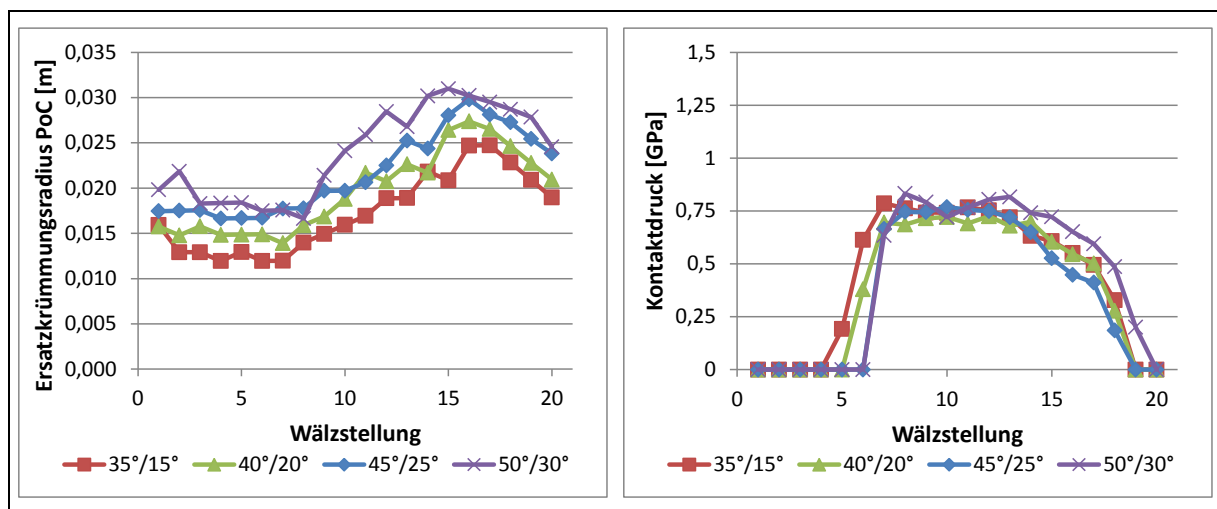


Bild 48: Ersatzkrümmungsradien und Kontaktdruck (2000U/min, 150Nm)

Der charakteristische Verlauf der Kontaktdrücke bildet sich wiederum direkt auf die mittleren Schmierfilmtemperaturen (Bild 49, rechts) ab. Der Reibwert sinkt mit steigendem Spiralwinkel signifikant (Bild 48, links).

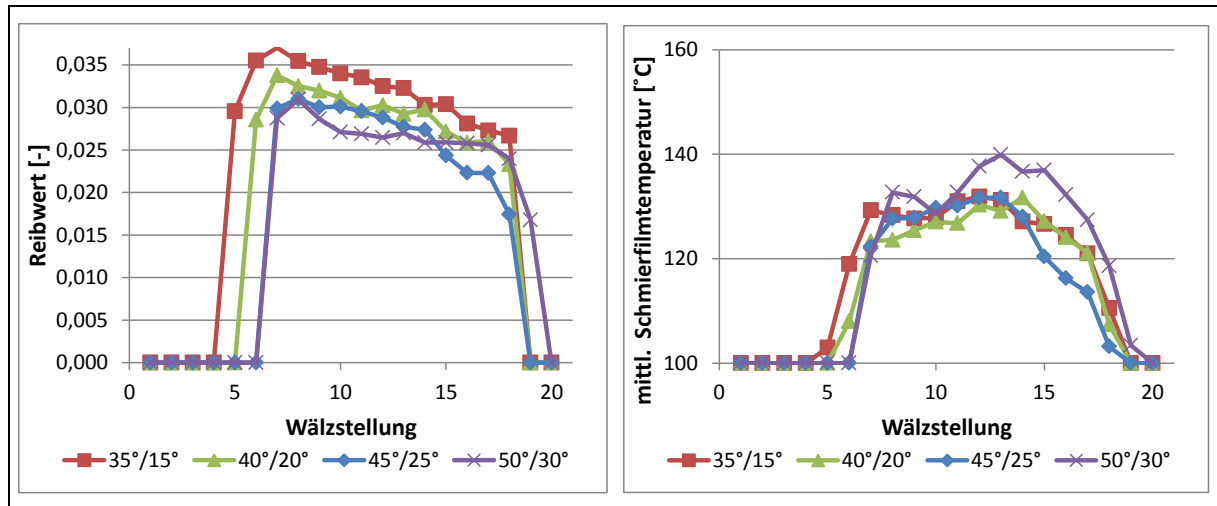


Bild 49: Reibwert und mittlere Schmierfilmtemp. über Kontaktweg (2000U/min, 150Nm)

Die Variante mit großem Spiralwinkel besitzt eine gleichmäßige Summengeschwindigkeit im mittleren Bereich (Bild 47, links), die zu einem relativ konstantem Reibwert führt (Bild 48, links). Andere Radsätze mit identischem Anstieg der Summengeschwindigkeit im mittleren Bereich zeigen hingegen eine Verringerung des Reibwertes von der Ferse zur Zehe.

In Bild 50 sind der Reibwert und der Traganteil des Schmierstoffes über der Drehzahl dargestellt. Der Reibwert halbiert sich über dem untersuchten Drehzahlbereich, gleichzeitig steigt der Traganteil des Schmierstoffes im Mittel von 30% auf 85%.

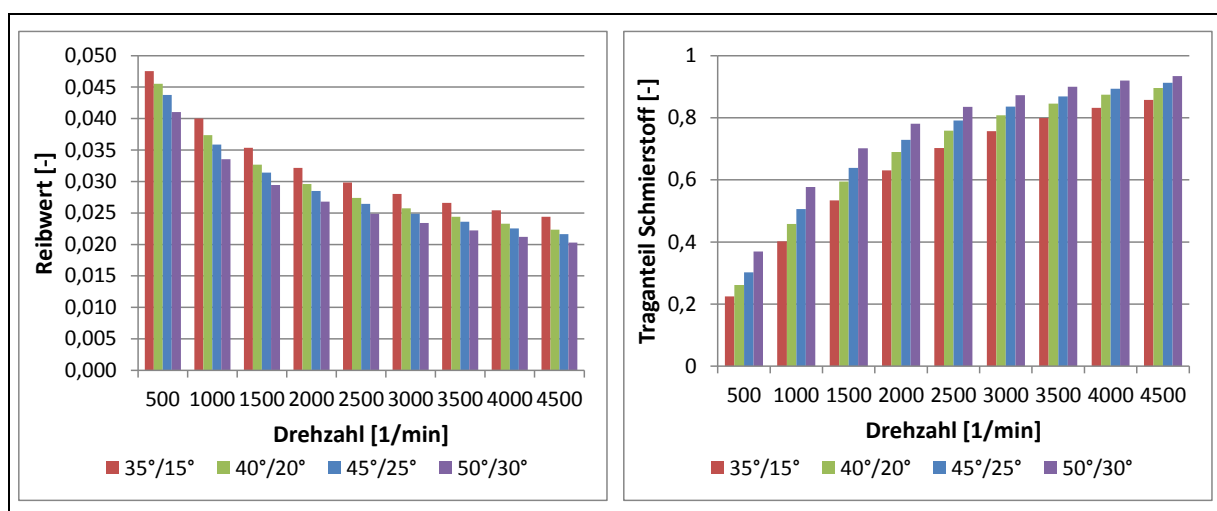


Bild 50: Reibwert und Schmierstoff-Traganteil über Drehzahl (Drehmoment 150Nm)

Aufgrund der höheren Summengeschwindigkeiten vermindert sich der Reibwert mit steigendem Spiralwinkel deutlich. Die charakteristische Verteilung der Reibwerte der

verschiedenen Spiralwinkelvarianten ändert sich kaum. Mit steigender Drehzahl werden die Unterschiede jedoch geringer.

Mit wachsendem Spiralwinkel ergeben sich aufgrund der höheren Gleitgeschwindigkeiten wesentlich größere geometrische Verlustfaktoren (Bild 51, links). Eine Vergrößerung des Drehmomentes zeigt kaum einen Einfluss.

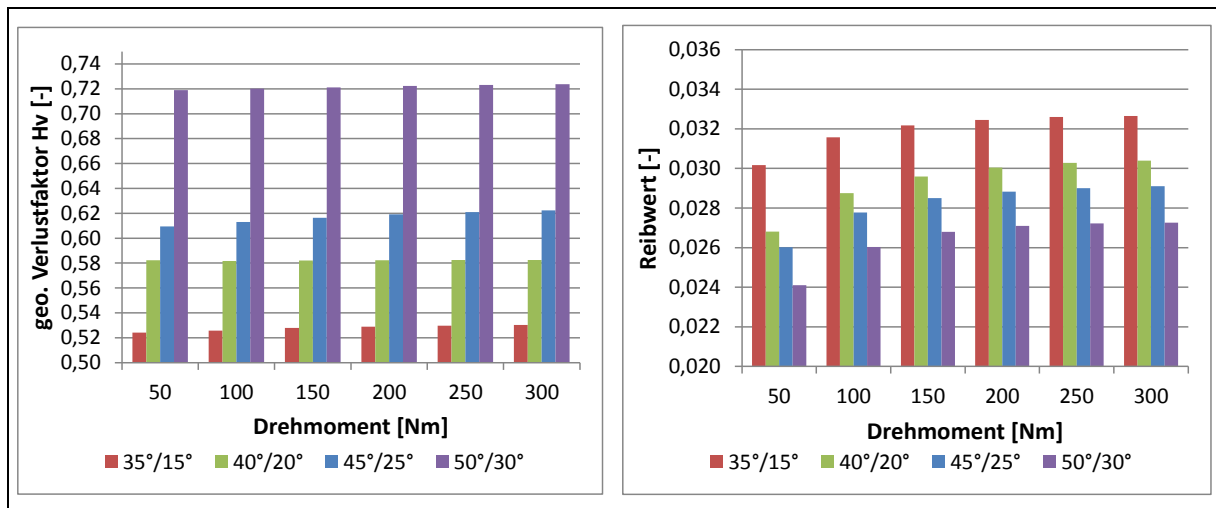


Bild 51: geometrischer Verlustfaktor und Reibwert über Drehmoment (2000U/min)

Im Gegensatz dazu wächst der Reibwert mit steigendem Drehmoment, alle Spiralwinkelvarianten zeigen wiederum eine vergleichbare Änderung von 0,003 bei einem Anstieg des Drehmomentes von 50 auf 300Nm (Bild 51, rechts).

Der Reibwert und der Zahnverlustfaktor kompensieren sich teilweise, so dass der signifikante Vorteil eines kleinen Spiralwinkels durch den geringeren geometrischen Verlustfaktor aufgrund des höheren Reibwertes vermindert wird, wie in Bild 52, links gezeigt wird.

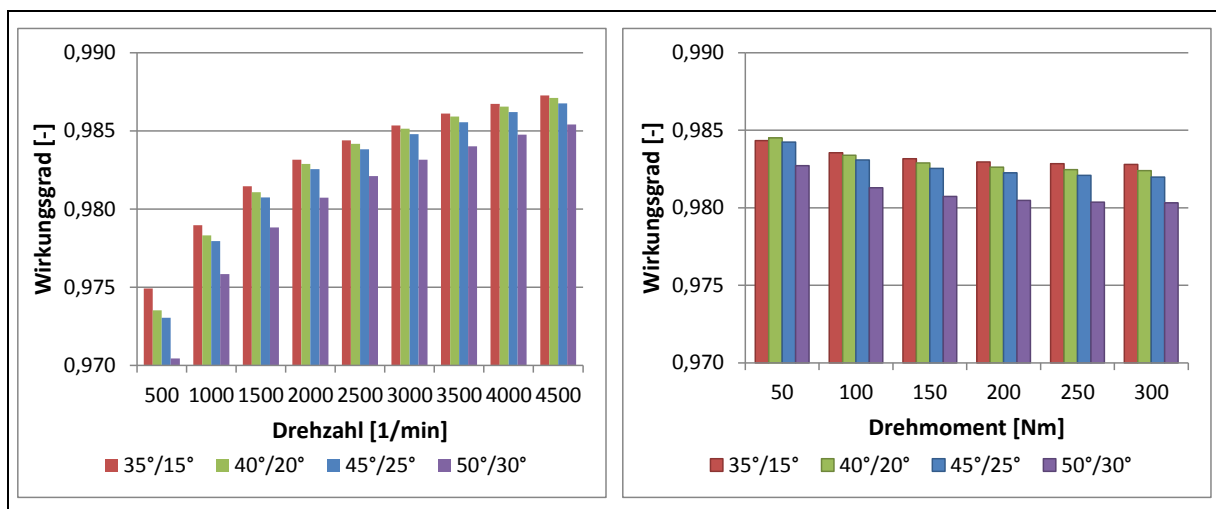


Bild 52: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

Die Wirkungsgraddifferenz von 0,5% bei 500U/min verringert sich mit steigender Drehzahl auf 0,2% bei 4500U/min. Mit wachsendem Drehmoment sinkt der Wirkungsgrad aufgrund des steigenden Reibwertes leicht (Bild 52, rechts), der Trend ist für alle Radsätze ähnlich und kann mit der durch die Last verminderten Schmierfilmdicke begründet werden.

In Bild 53 sind die mittleren Schmierfilmtemperaturen über der Drehzahl und dem Drehmoment dargestellt. Die Variante mit dem größten Spiralwinkel zeigt aufgrund des niedrigen Wirkungsgrades und des höheren Kontaktdruckes eine deutlich höhere mittlere Schmierfilmtemperatur.

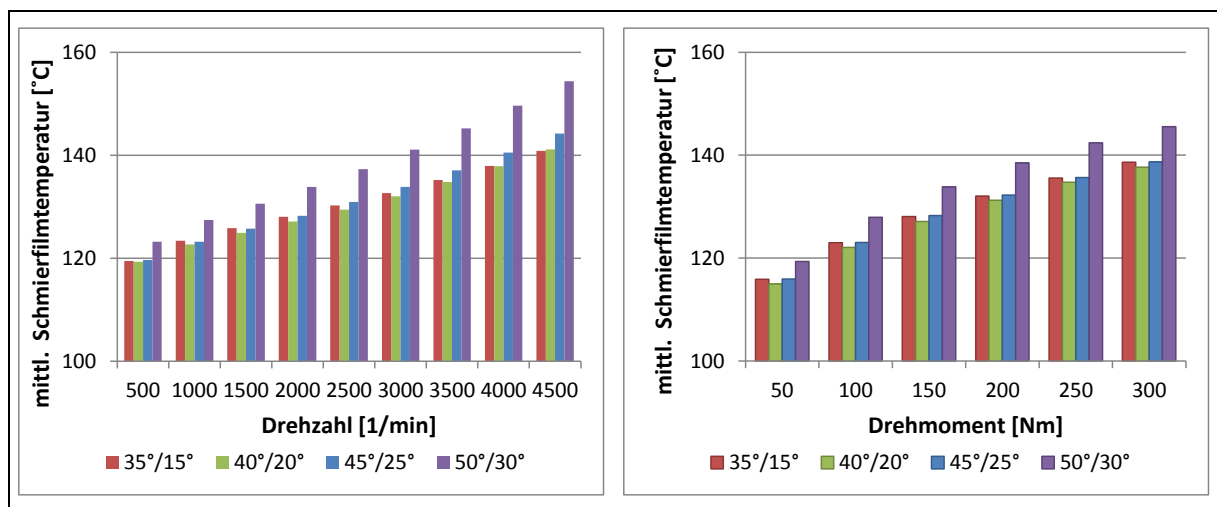


Bild 53: Mittlere Schmierfilmtemp. über Drehzahl und Drehmoment (150Nm;2000U/min)

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass der Spiralwinkel erwartungsgemäß einen signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad besitzt. Eine Spiralwinkelverringerung führt zur Reduktion der Gleitgeschwindigkeit und in der Folge zu einer Verminderung des geometrischen Verlustfaktors. Der Spiralwinkel wurde von 35° bis 50° variiert was zu einem Zuwachs des geometrischen Verlustfaktors um 40% führte. Aufgrund der geringeren Summengeschwindigkeiten vermindert sich jedoch der Reibwert im Gegenzug um ca. 25%. Beide Effekte überlagern sich, im Resultat ergibt sich eine Wirkungsgradverbesserung zwischen 0,2 und 0,5%.

6.2.3 Profilverschiebung

Bei Kegelrädern wird die Profilverschiebung in Ritzel und Tellerrad immer als V0-Verschiebung verwendet, wobei $x_1 + x_2 = 0$ gilt. Damit ist es im Folgenden hinreichend eindeutig, lediglich die Tellerrad-Profilverschiebung anzugeben. Die Tellerrad-Profilverschiebung wurde in dieser Studie von -0,17 bis -0,7 variiert (Tabelle 7). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NC1	40	30	45,6	-0,699	2,5	4	0,1	0,010
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NC2	40	30	45,5	-0,344	2,5	4	0,1	0,010
NC3	40	30	45,5	-0,173	2,5	4	0,1	0,010

Tabelle 7: Verzahnungsdaten Profilverschiebungsstudie

In Bild 54 sind die Gleitgeschwindigkeiten und die Normalkräfte dargestellt. Die Normalkräfte weisen kaum Unterschiede auf (Bild 54, rechts).

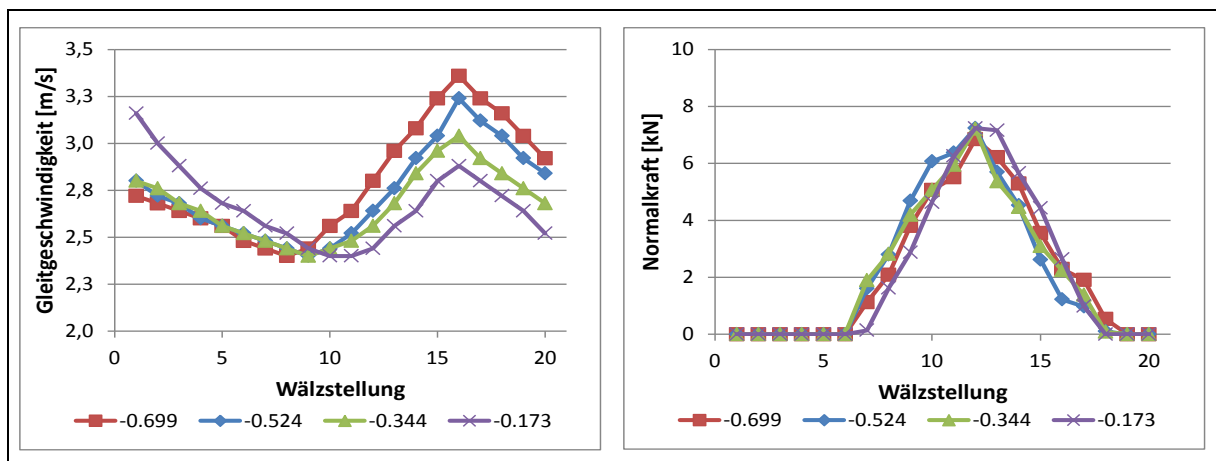


Bild 54: Gleitgeschwindigkeit und Normalkraft (2000U/min, 150Nm)

Bei den Gleitgeschwindigkeiten (Bild 54, links) ergeben sich Unterschiede, mit kleiner werdender Profilverschiebung wandert das Flankenzenrum zur Teilkegellinie. Bei üblichen Auslegungen liegt die Teilkegellinie mehr am Tellerrad-Kopf, um das Ritzel kräftiger auszuführen. Damit ergeben sich die maximalen Gleitgeschwindigkeiten im Tellerrad-Fuß. Bei der kleinsten Profilverschiebung dreht sich dieser Trend um, die größten Gleitgeschwindigkeiten werden am Tellerrad-Kopf erreicht. Der Verlauf der Summengeschwindigkeiten ist in Bild 55 auf der linken Seite dargestellt.

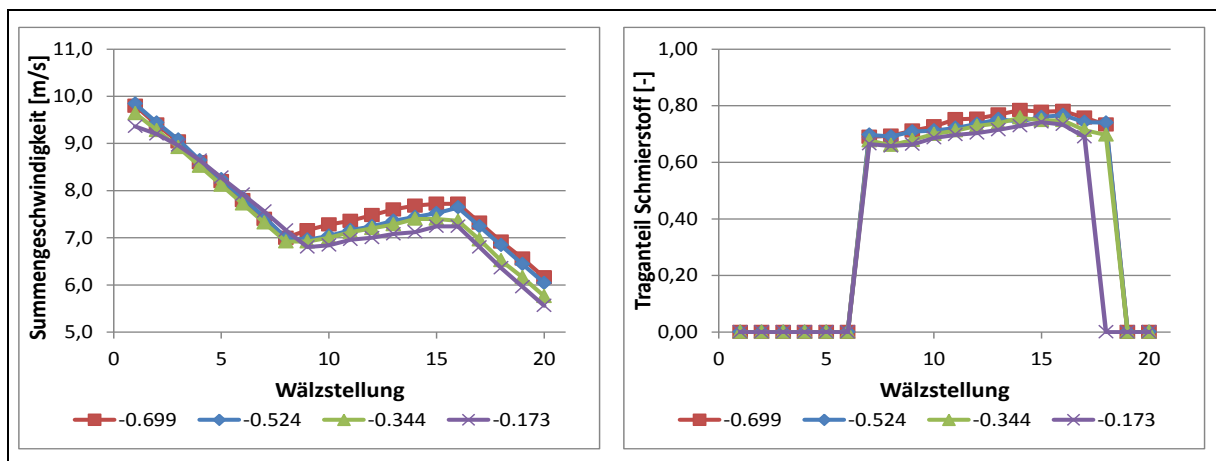


Bild 55: Summengeschwindigkeit und Schmierstoff-Traganteil (2000U/min, 150Nm)

Die Summengeschwindigkeiten sinken geringfügig bei Verminderung der Profilverschiebung. In der Folge ergeben sich niedrigere Schmierstoff-Traganteile (Bild 55, rechts). In Bild 56 sind die Ersatzkrümmungsradien und der Kontaktdruck dargestellt. Eine größere Profilverschiebung führt zu höheren Krümmungsradien in Richtung des Kontaktweges, da der Eingriffswinkel sich am Ritzel vergrößert. Die Kontaktdrücke zeigen kaum Unterschiede, die Variante mit der größten Profilverschiebung zeigt etwas Kantenkontakt am Zahnkopf.

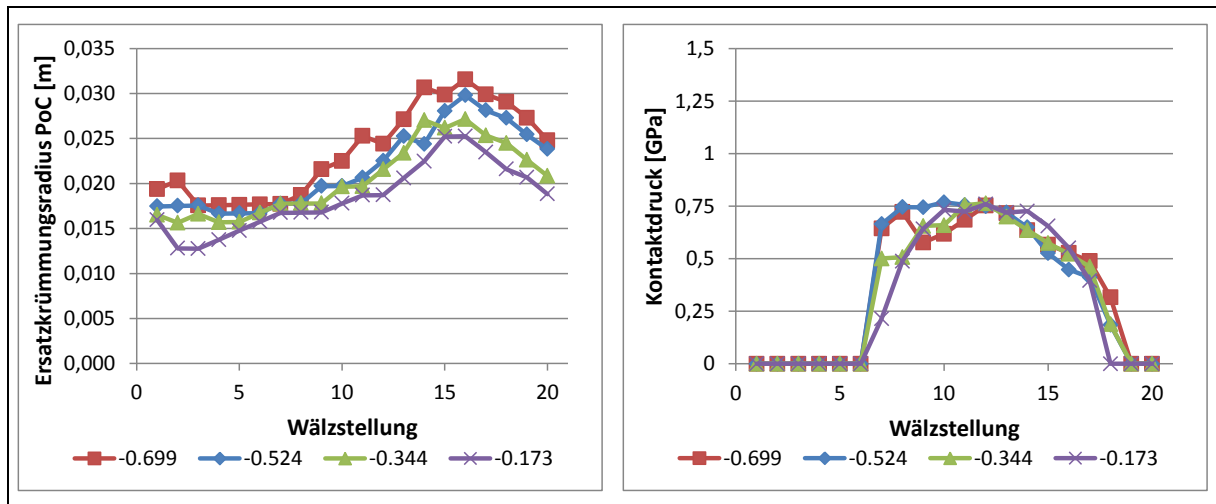


Bild 56: Ersatzkrümmungsradien und Kontaktdruck (2000U/min, 150Nm)

Der charakteristische Verlauf der Kontaktdrücke zeigt sich wiederum direkt in den mittleren Schmierfilmtemperaturen (Bild 56, rechts) ab. Der Reibwert zeigt entsprechend den nur leicht unterschiedlichen Summengeschwindigkeiten kaum Unterschiede (Bild 57, links).

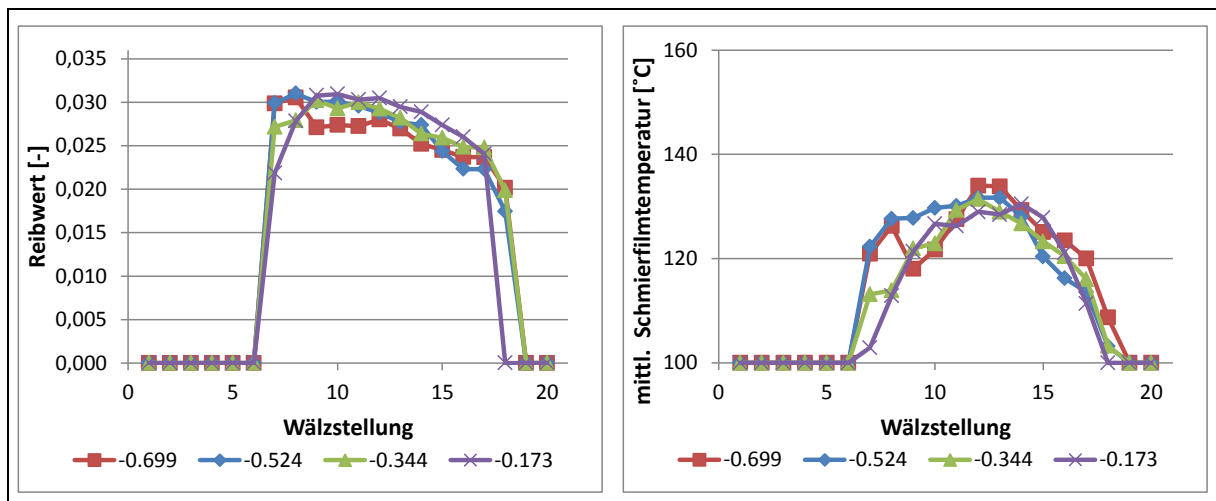


Bild 57: Reibwert und mittlere Schmierfilmtemp. über Kontaktweg (2000U/min, 150Nm)

In Bild 58 sind der Reibwert und der Traganteil des Schmierstoffes über der Drehzahl gezeigt.

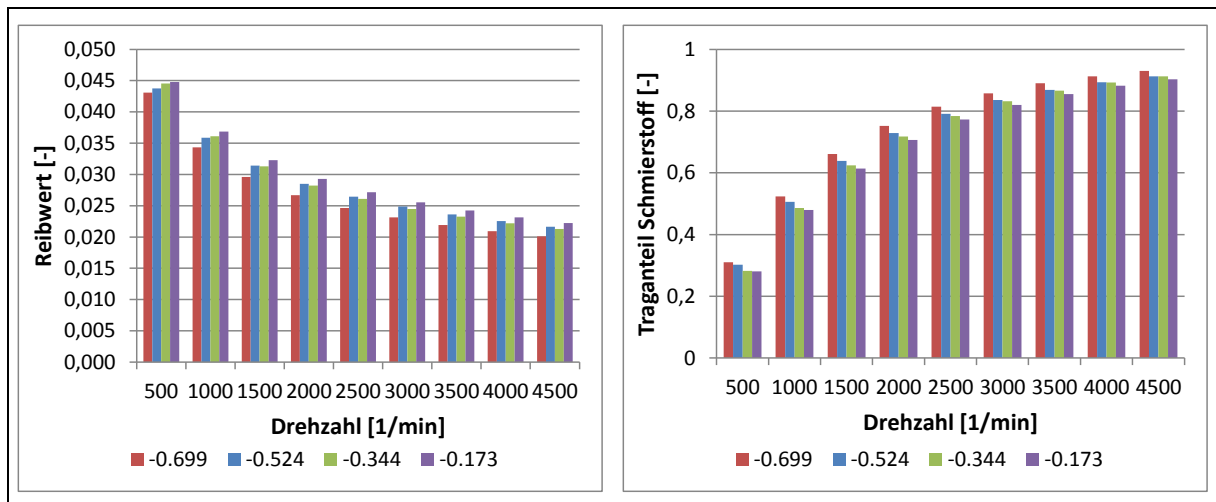


Bild 58: Reibwert und Schmierstoff-Traganteil über Drehzahl (Drehmoment 150Nm)

Bei der Variation der Profilverschiebungen ist gut sichtbar, dass die größten Unterschiede beim Traganteil und entsprechend auch beim Reibwert bei mittleren Drehzahlen auftreten.

Mit wachsendem größerer Profilverschiebung ergeben sich aufgrund der höheren Gleitgeschwindigkeiten wesentlich größere geometrische Verlustfaktoren (Bild 59, links). Eine Vergrößerung des Drehmomentes zeigt kaum Einfluss auf die geometrischen Verlustfaktoren der Varianten.

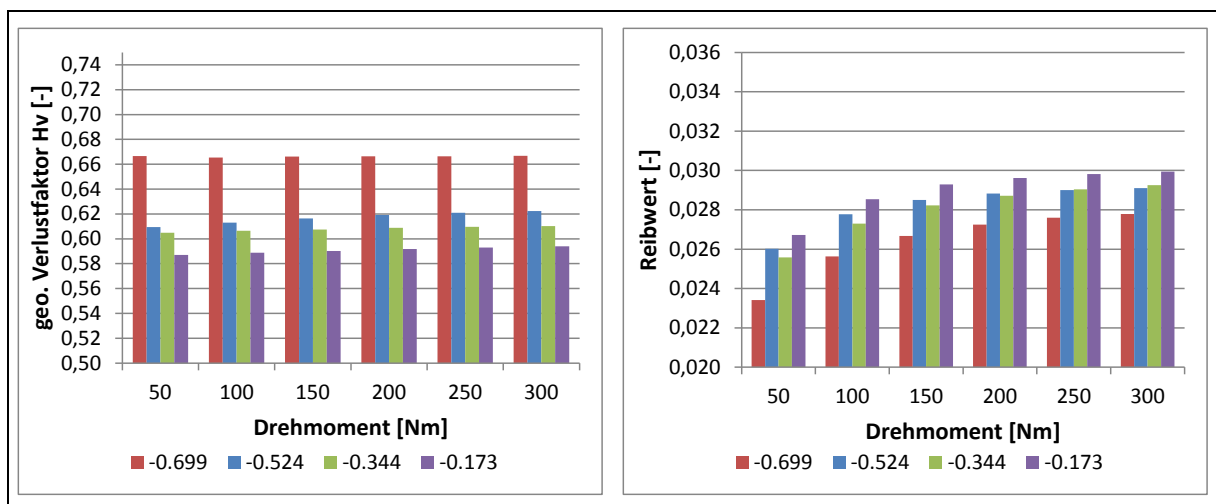


Bild 59: geometrischer Verlustfaktor und Reibwert über Drehmoment (2000U/min)

Der Reibwert wächst mit steigendem Drehmoment, besonders die Variante mit der größten Profilverschiebung zeigt größere Unterschiede, das ist mit der Tendenz der Lastverlagerung zum Kopf zu begründen (Bild 59, rechts).

Die Wirkungsgrade zeigen über der Drehzahl kaum Unterschiede, die Einflüsse von Gleitgeschwindigkeit (geometrischer Verlustfaktor) und Reibwert kompensieren sich weitgehend (Bild 60, links). Bei der niedrigsten Drehzahl ergibt sich eine Wirkungs-

graddifferenz von 0,2%, bei der Maximaldrehzahl sind die Wirkungsgrade nahezu identisch.

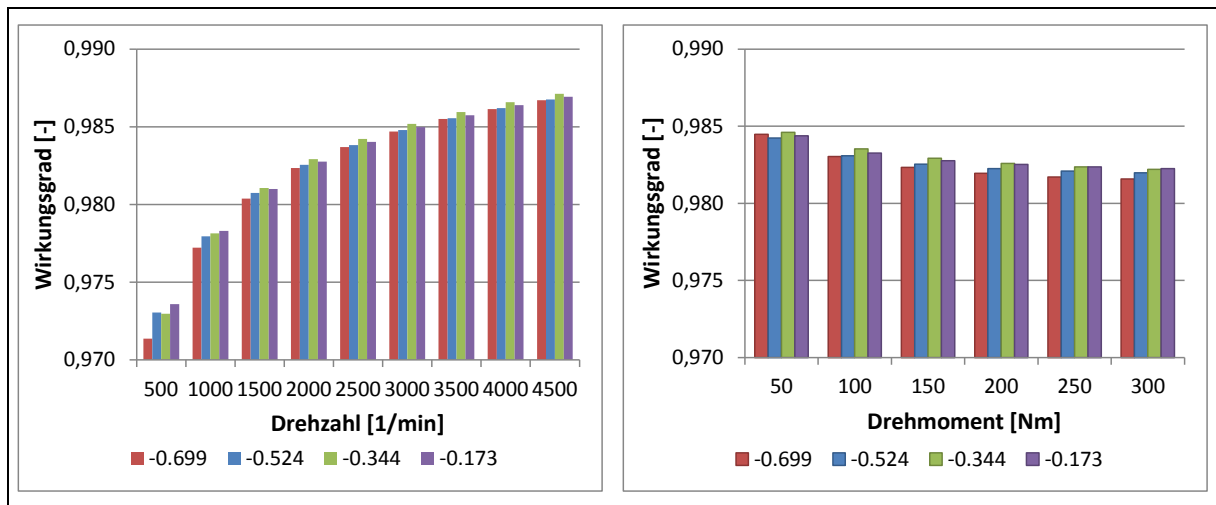


Bild 60: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

Mit wachsendem Drehmoment sinkt der Wirkungsgrad aufgrund des steigenden Reibwertes wiederum leicht (Bild 60, rechts). Die Variante mit der größten Profilverschiebung zeigt die größten Änderungen entsprechend der Veränderung des Reibwertes mit dem Drehmoment.

In Bild 61 sind die mittleren Schmierfilmtemperaturen über der Drehzahl und dem Drehmoment dargestellt. Die Variante mit der größten Profilverschiebung besitzt kleinere Ersatzkrümmungsradien in Berührlinienrichtung am Zahnkopf, was aufgrund des höheren Kontaktdruckes und in Verbindung mit größeren Gleitgeschwindigkeiten zu höheren Temperaturen führt.

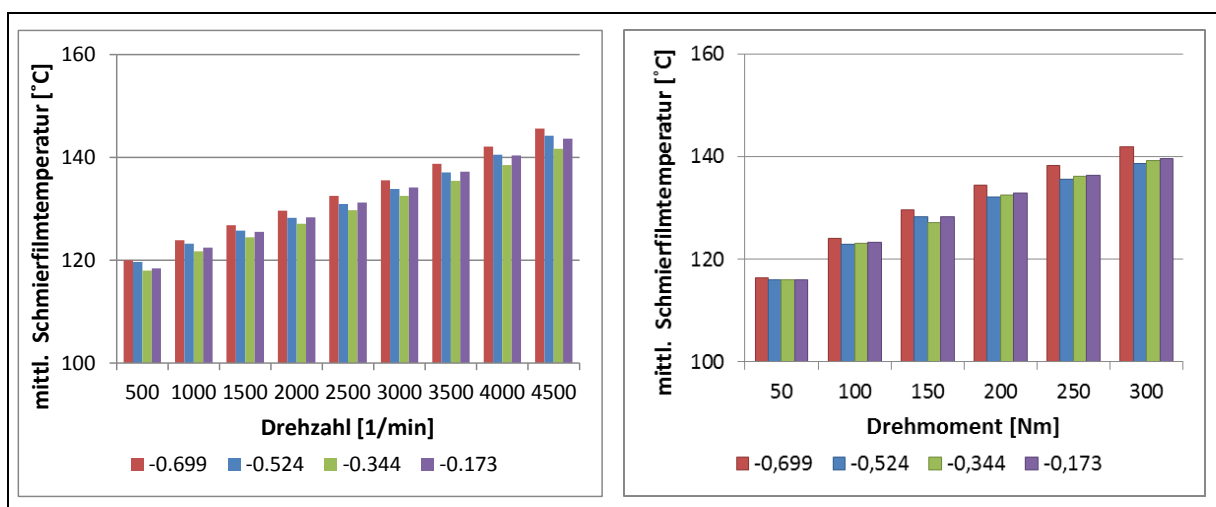


Bild 61: Mittlere Schmierfilmtemp. über Drehzahl und Drehmoment(150Nm; 2000U/min)

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Profilverschiebung nur einen geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad besitzt. Dennoch zeigen sehr große Profil-

verschiebungswerte die Tendenz zur Reduktion, kleine Profilverchiebungswerte die Tendenz zur Verbesserung des Wirkungsgrades. Eine Maximaldifferenz der Profilverchiebungen von 0,52 liefert bei kleinen Drehzahlen eine Wirkungsgradverbesserung von 0,26%.

6.2.4 Messerkopfradius

In dieser Studie wurden die Messerkopfradien von 2,25“ bis 3,75“ variiert (Tabelle 8). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	[“]	[-]	[mm]	[mm]
ND1	40	30	45,6	-0,524	2,25	4	0,1	0,010
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
ND2	40	30	45,5	-0,524	3	4	0,1	0,010
ND3	40	30	45,5	-0,524	3,75	4	0,1	0,010

Tabelle 8: Verzahnungsdaten Messerkopfstudie

Die Variation der Messerkopfradien zeigt nur sehr eingeschränkten Einfluss auf den Wirkungsgrad über dem gesamten Betriebsbereich. Die geringen Unterschiede sind vor allem auf eine gewisse Variation der Tragbildgrößen und das verschiedene Schräg Zahntragen zurückzuführen. Unter Berücksichtigung der Störeinflüsse kann dennoch in Bild 62 ein Trend festgestellt werden, der zu besseren Wirkungsgraden bei größerem Messerkopfradius führt.

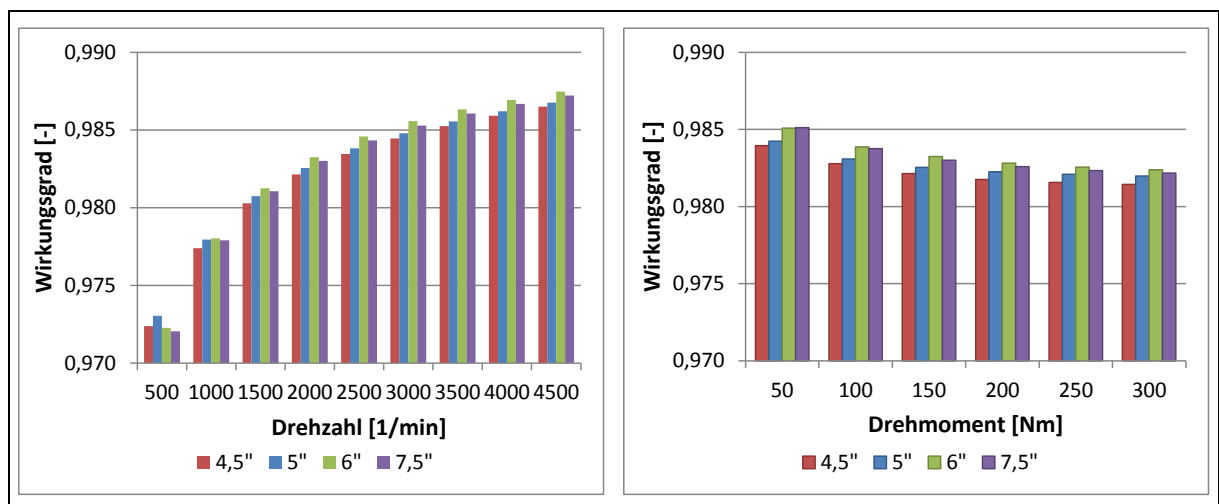


Bild 62: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

6.2.5 Zahnhöhe

Der Zahnhöhenfaktor wurde in dieser Studie von 3,5 bis 4,6 variiert (Tabelle 9). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NE2	40	30	45,6	-0,524	2,5	3,5	0,1	0,010
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NE1	40	30	45,5	-0,524	2,5	4,6	0,1	0,010

Tabelle 9: Verzahnungsdaten Zahnhöhenstudie

Die Variation der Zahnhöhe zeigt einen geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad über dem gesamten Betriebsbereich. Eine Verringerung der Zahnhöhe führt zu besseren Wirkungsgraden aufgrund des verminderten Profilgleitens (Bild 63). Bei Erhöhung des Drehmomentes zeigt die Variante mit größerer Zahnhöhe eine größere Sensitivität, da sich das Tragbild stärker über der Flanke ausbreitet.

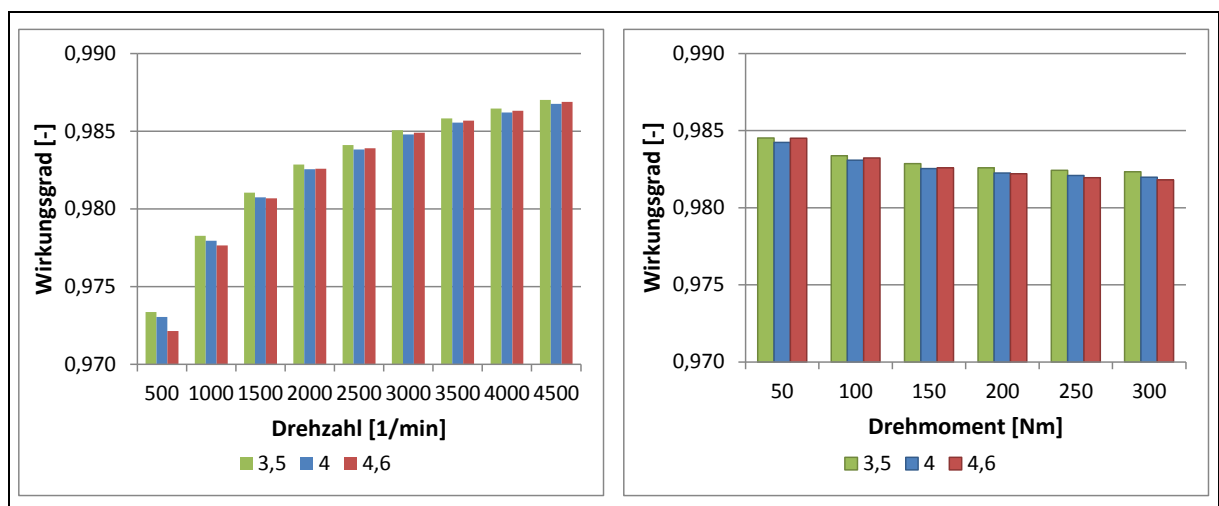


Bild 63: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

6.2.6 Achsversatz

Der Achsversatz wurde von 5 bis 30mm variiert (Tabelle 10). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NX2	40	5	28,0	-0,508	2,5	4	0,1	0,010
NX1	40	15	35,0	-0,530	2,5	4	0,1	0,010
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010

Tabelle 10: Verzahnungsdaten Achsversatzstudie

In Bild 64 sind die Gleitgeschwindigkeiten und die Kontaktkräfte dargestellt. Die Kontaktkräfte weisen kaum Unterschiede auf (Bild 64, rechts). Mit wachsendem Achsversatz verbessert sich die Überdeckung, da sich der Spiralwinkel des Ritzels erhöht. Die erwartete verbesserte Lastverteilung in Verbindung mit der veränderten Wirkrichtung scheinen sich weitgehend zu kompensieren.

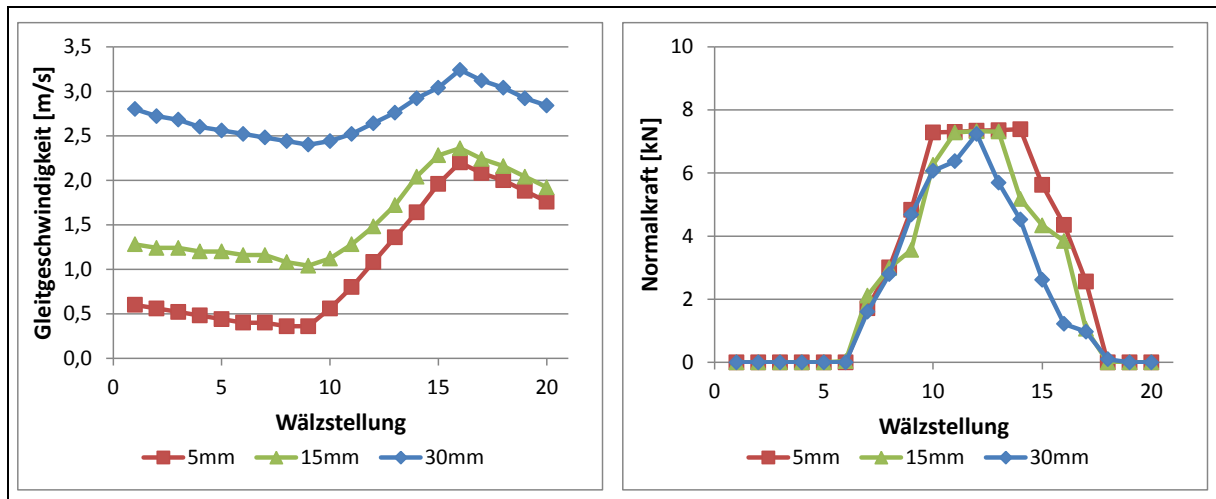


Bild 64: Gleitgeschwindigkeit und Normalkraft (2000U/min, 150Nm)

Bei den Gleitgeschwindigkeiten (Bild 64, links) ergeben sich signifikante Unterschiede, mit wachsendem Achsversatz vergrößern sich die Gleitgeschwindigkeiten im gesamten Kontaktbereich deutlich. Dies kann damit erklärt werden, dass der Anteil des Längsgleitens von Hypoidverzahnungen bei gleichbleibendem Tellerradspiralwinkel ausschließlich vom Achsversatz abhängig ist.

Der Verlauf der Summengeschwindigkeiten ist in Bild 65 auf der linken Seite dargestellt. Die Summengeschwindigkeiten werden geringer bei Verringerung des Achsversatzes. Die unterschiedlichen Summengeschwindigkeiten resultieren in signifikanten Änderungen des Schmierstoff-Traganteiles (Bild 65, rechts), ein kleiner Achsversatz führt zu einer deutlichen Verringerung des Schmierstoff-Traganteiles.

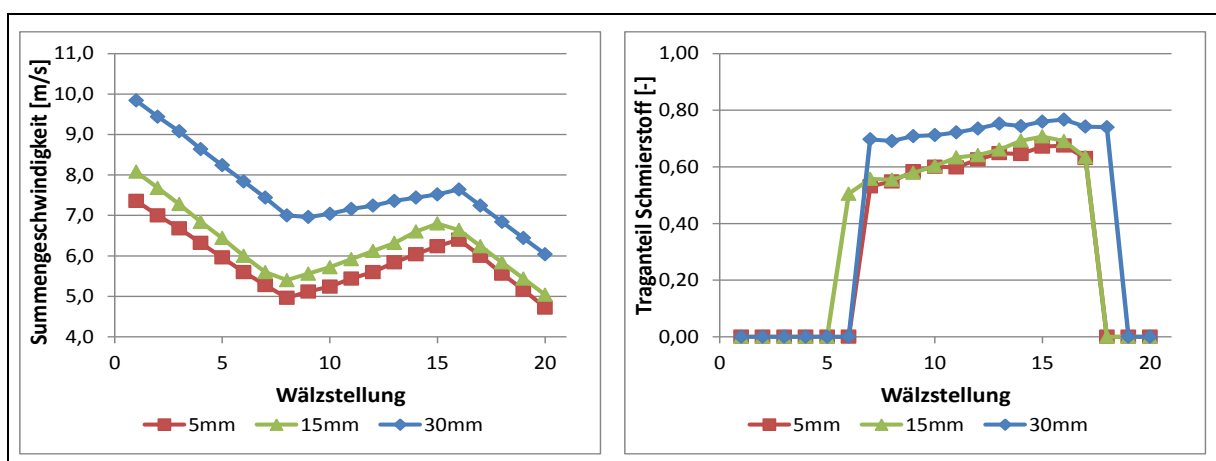


Bild 65: Summengeschwindigkeit und Schmierstoff-Traganteil (2000U/min, 150Nm)

In Bild 66 sind die Ersatzkrümmungsradien und der Kontaktdruck dargestellt. Ein größerer Achsversatz führt zu höheren Krümmungsradien.

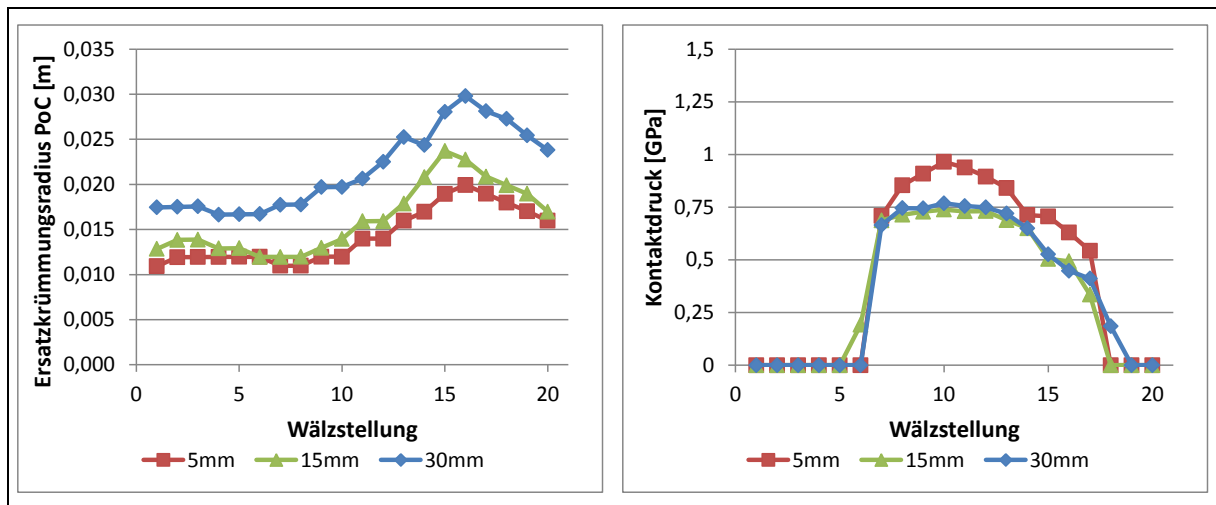


Bild 66: Ersatzkrümmungsradien und Kontaktdruck (2000U/min, 150Nm)

Erwartungsgemäß sollte dies in einem geringeren Kontaktdruck resultieren, was nicht der Fall ist, da die Radien in Berührlinienrichtung (nicht dargestellt) sich in gleichem Maße verringern. Der charakteristische Verlauf der Kontaktdrücke bildet sich wiederum direkt auf die mittleren Schmierfilmtemperaturen (Bild 67, rechts) ab. Der Reibwert sinkt mit steigendem Achsversatz deutlich (Bild 67, links).

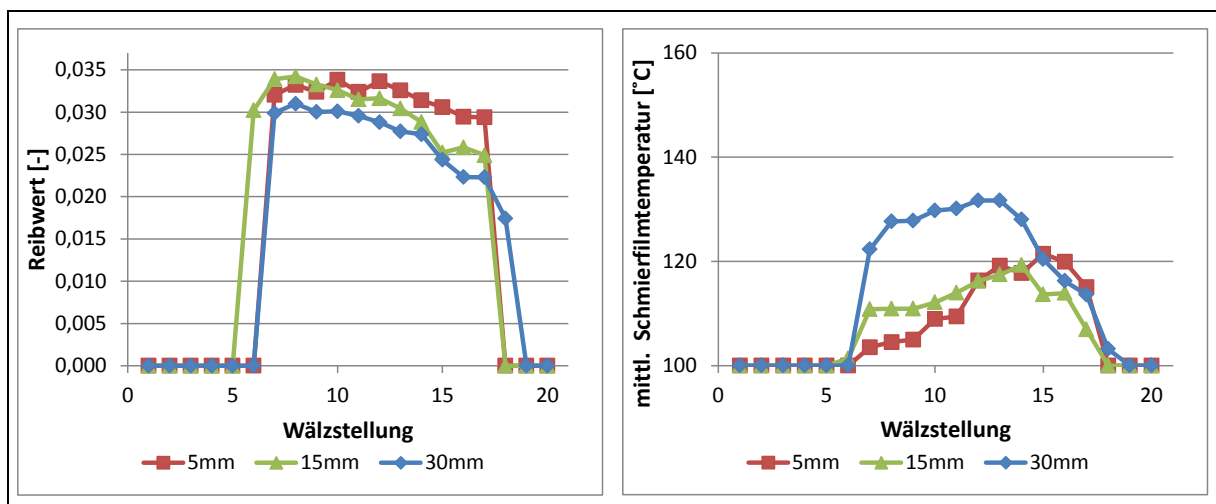


Bild 67: Reibwert und mittlere Schmierfilmtemp. über Kontaktweg (2000U/min, 150Nm)

Die Radsätze besitzen einen vergleichbaren Anstieg der Summengeschwindigkeit (Bild 65, links) und zeigen in der Folge eine Verringerung des Reibwertes von der Ferse zur Zehe (Bild 67, links). In Bild 68 werden der Reibwert und der Traganteil des Schmierstoffes über der Drehzahl gezeigt.

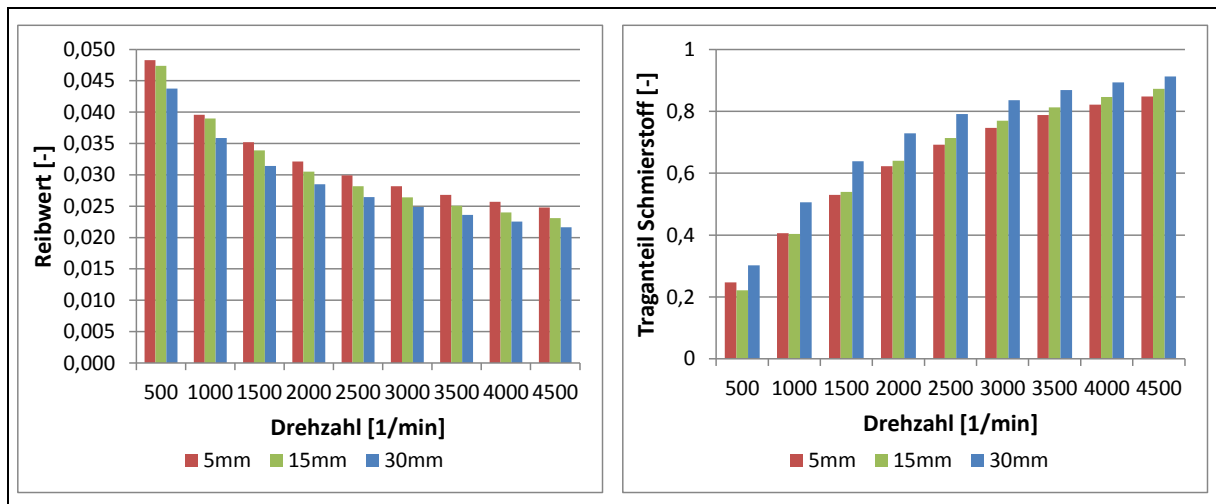


Bild 68: Reibwert und Schmierstoff-Traganteil über Drehzahl (Drehmoment 150Nm)

Aufgrund der höheren Summengeschwindigkeiten vermindert sich der Reibwert mit steigendem Achsversatz deutlich. Die charakteristische Verteilung der Reibwerte der verschiedenen Achsversatzvarianten ändert sich kaum. Mit steigender Drehzahl werden die Unterschiede geringer.

Mit wachsendem Achsversatz ergeben sich aufgrund der höheren Gleitgeschwindigkeiten wesentlich größere geometrische Verlustfaktoren (Bild 69, links). Eine Vergrößerung des Drehmomentes zeigt kaum Einfluss auf die geometrischen Verlustfaktoren der Varianten.

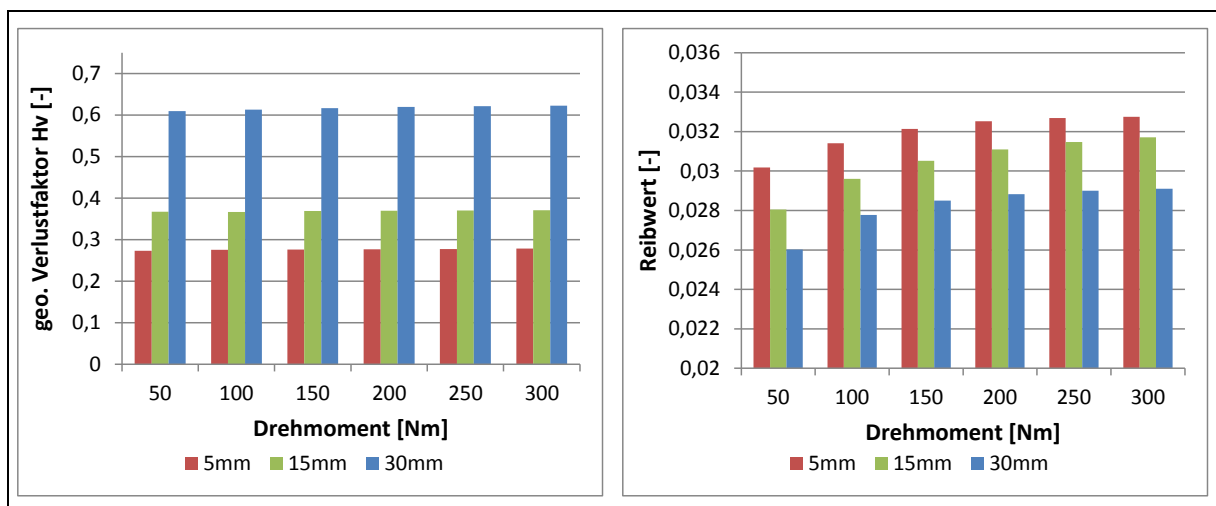


Bild 69: geometrischer Verlustfaktor und Reibwert über Drehmoment (2000U/min)

Im Gegensatz dazu wächst der Reibwert mit steigendem Drehmoment, alle Varianten zeigen wiederum eine vergleichbare Änderung von 0,003 bei einem Anstieg des Drehmomentes von 50 auf 300Nm (Bild 69, rechts).

Der Reibwert und der Zahnverlustfaktor kompensieren sich im Gegensatz zur Spiralwinkelvariation in dieser Studie nicht (Bild 70). Der Wirkungsgrad verbessert sich bei

Verkleinerung des Achsversatzes aufgrund des minimierten geometrischen Verlustfaktors signifikant. Die größten Unterschiede zeigen sich bei kleinen Drehzahlen und hohen Drehmomenten. Die Wirkungsgraddifferenz beträgt 1,5% bei 500U/min, mit steigender Drehzahl verringert sich die Differenz auf 0,7% bei 4500U/min.

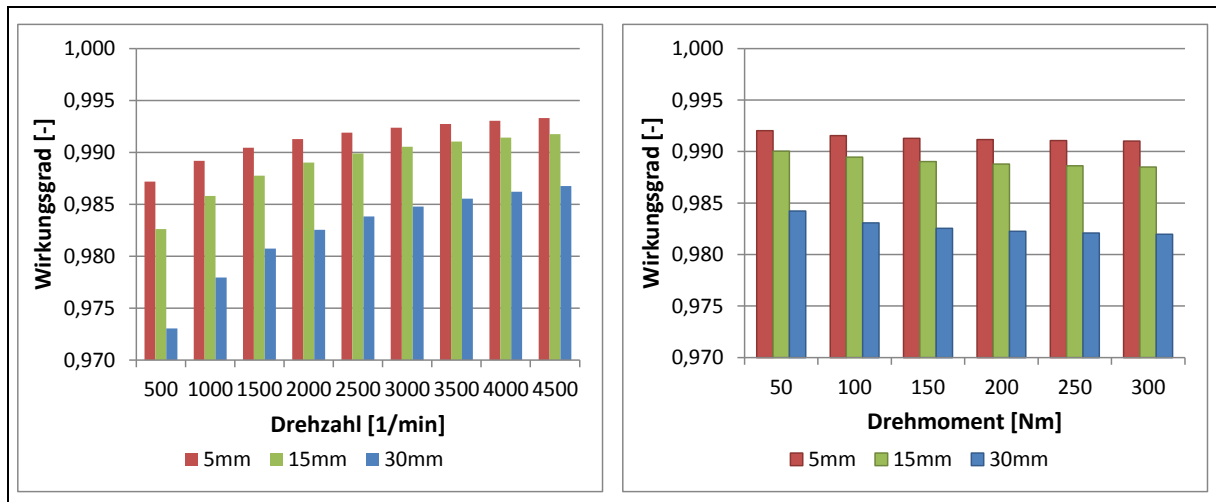


Bild 70: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

Mit wachsendem Drehmoment sinkt der Wirkungsgrad aufgrund des steigenden Reibwertes leicht (Bild 70, rechts). Die relativen Unterschiede bleiben konstant.

In Bild 71 sind die mittleren Schmierfilmtemperaturen über der Drehzahl und dem Drehmoment dargestellt. Es ergeben sich signifikante Differenzen. Die Variante mit dem größten Achsversatz zeigt aufgrund des niedrigen Wirkungsgrades eine deutlich höhere mittlere Schmierfilmtemperatur. Eine Verkleinerung des Achsversatzes führt zu reduzierten Ersatzkrümmungsradien, was in einer Erhöhung des Kontaktdruckes resultiert.

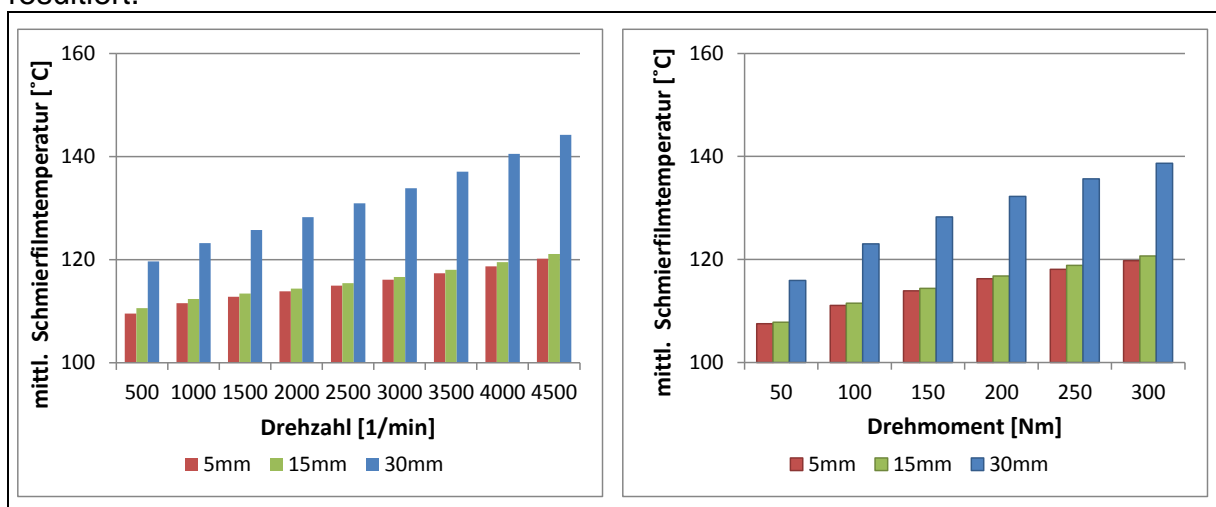


Bild 71: Mittlere Schmierfilmtemp. über Drehzahl und Drehmoment (150Nm;2000U/min)

Die Studie in diesem Abschnitt hat gezeigt, dass sich der Wirkungsgrad mit steigendem Achsversatz nahezu linear verschlechtert. Die Vermutung, dass das durch den

Achsversatz hervorgerufene Längsgleiten zu einer Verbesserung des Schmierfilmaufbaus insbesondere entlang der Teilkegellinie führt, kann bestätigt werden. Die Tatsache, dass Flankenschäden, wie beispielweise Grübchen entlang der Teilkegellinie, durch die Einführung eines Achsversatzes vermieden werden können, hängt mit der größeren Schmierfilmdicke zusammen. Da die durch den Achsversatz hervorgerufenen Gleitgeschwindigkeitsbeträge in Längsrichtung bei 30mm Achsversatz um ein Vielfaches größer sind als die in Profilrichtung wird die Verlustleistung achsversetzter Verzahnungen signifikant vom Betrag der achsversatzbedingten Geschwindigkeitserhöhung beeinflusst.

6.3 Mikrogeometrie

6.3.1 Längsballigkeit

In dieser Studie wurden die Längsballigkeiten variiert (Tabelle 8). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen-eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilverschiebung Rad	Messerkopfradius	Depth Factor	Längsballigkeit	Höhenballigkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	[μ]	[-]	[mm]	[mm]
NR5	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,0	0,01
NR4	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,1	0,01
NR0	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,01

Tabelle 11: Verzahnungsdaten Längsballigkeitsstudie

In Bild 72 sind die Gleitgeschwindigkeiten und die Normalkräfte dargestellt. Eine größere Längsballigkeit führt zur Konzentration der Last in der Flankenmitte (Bild 72, rechts). Das Gegenteil tritt bei geringerer Längsballigkeit ein, die Lastverteilung verbessert sich, da mehr Wälzstellungen in Kontakt kommen.

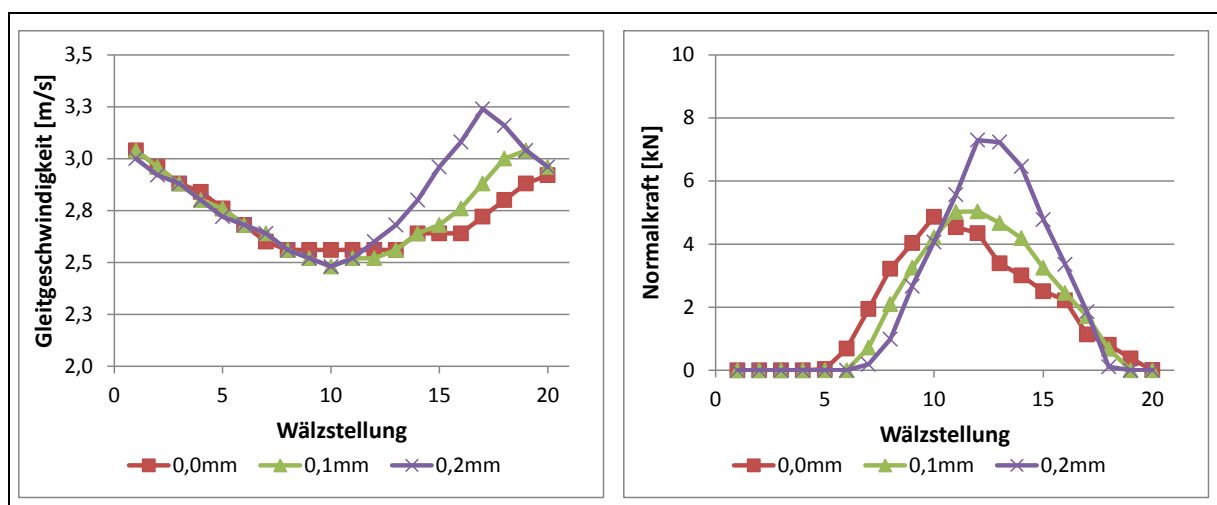


Bild 72: Gleitgeschwindigkeit und Normalkraft (2000U/min, 150Nm)

Bei den Gleitgeschwindigkeiten (Bild 72, links) ergeben sich Unterschiede im rechten Bereich. Bei vergrößerter Längsballigkeit verläuft der Kontaktweg in Profilrichtung, die Gleitgeschwindigkeiten steigen aufgrund der größeren Distanz der Wälzstellungen von der Teilkegellinie an.

Mit größerer Längsballigkeit ergeben sich geringfügig größere Krümmungsradien aufgrund des Kontaktwegverlaufes in Profilrichtung (Bild 73, links). Die Konzentration der Last in der Flankenmitte resultiert in höheren Kontaktdrücken (Bild 73, rechts). Zudem werden die Berührlinien kürzer, was zu einer weiteren Steigerung des Kontaktdruckes führt.

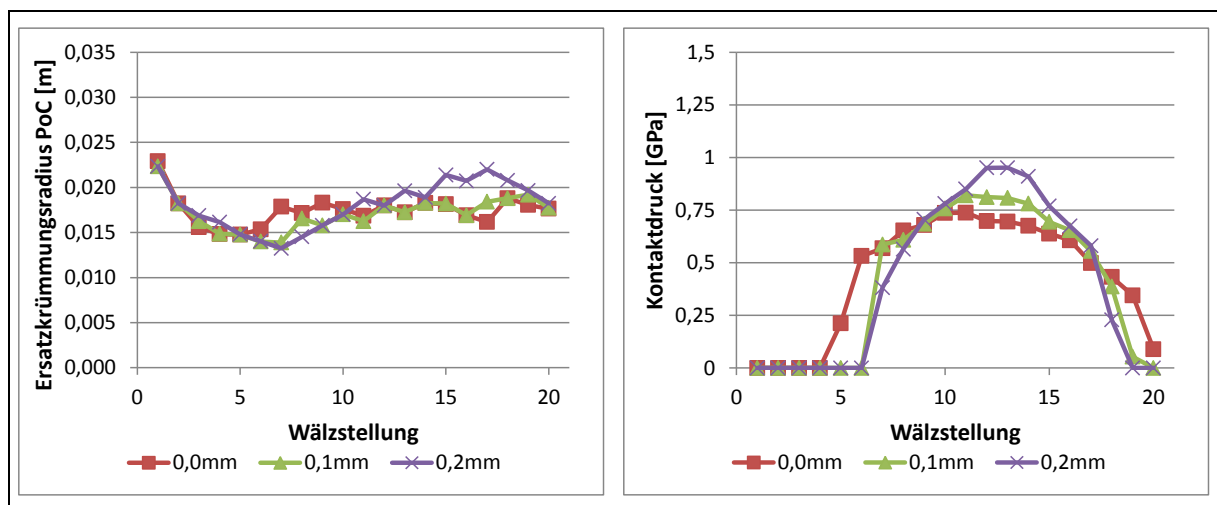


Bild 73: Ersatzkrümmungsradien und Kontaktdruck (2000U/min, 150Nm)

Der Verlauf der Summengeschwindigkeiten ist in Bild 74 auf der linken Seite dargestellt.

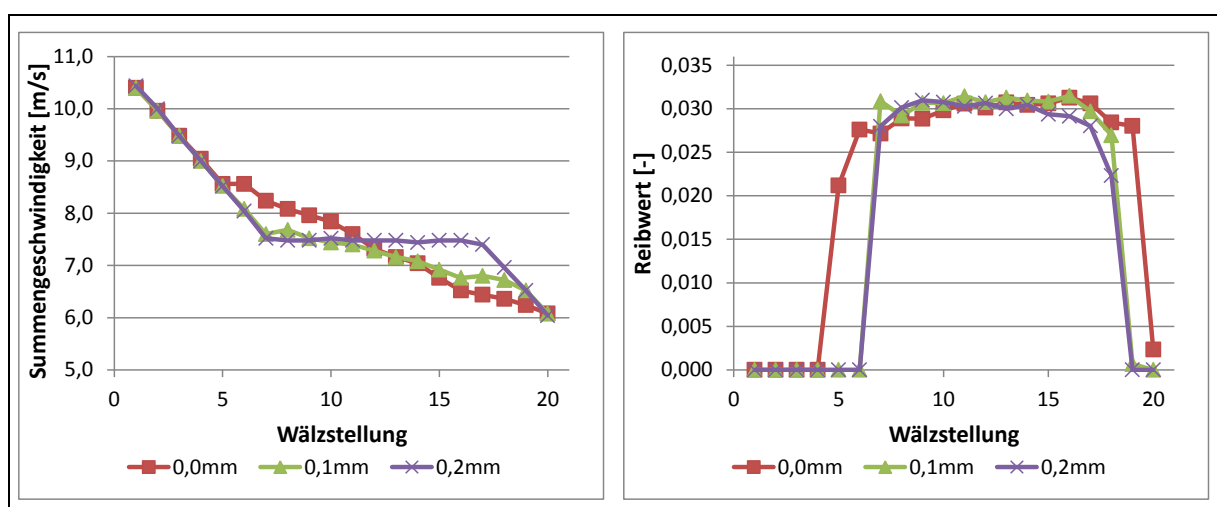


Bild 74: Summengeschwindigkeit und Schmierstoff-Traganteil (2000U/min, 150Nm)

Die Summengeschwindigkeiten zeigen gegensätzliche Tendenzen, bedingt durch die verschiedenen Kontaktwegverläufe. Eine geringe Längsballigkeit führt zu verstärktem

Schrägzahntragen, so dass sich das Tragbild mehr in Längsrichtung bewegt. Die Summengeschwindigkeit verringert sich dabei gleichmäßig und es zeigt sich eine Verringerung des Reibwertes im Einlaufbereich und ein Anstieg im Auslaufbereich (Bild 74, rechts). Beim Profiltragen (hohe Längsballigkeit) führt die höhere Summengeschwindigkeit zur Verringerung des Reibwertes im Auslaufbereich. Es wird auch deutlich, dass die Mittelwerte von Summengeschwindigkeiten und Reibwerten trotz unterschiedlicher Verläufe sehr ähnlich sind, dieser Trend ändert sich auch nicht über der Drehzahl (Bild 75).

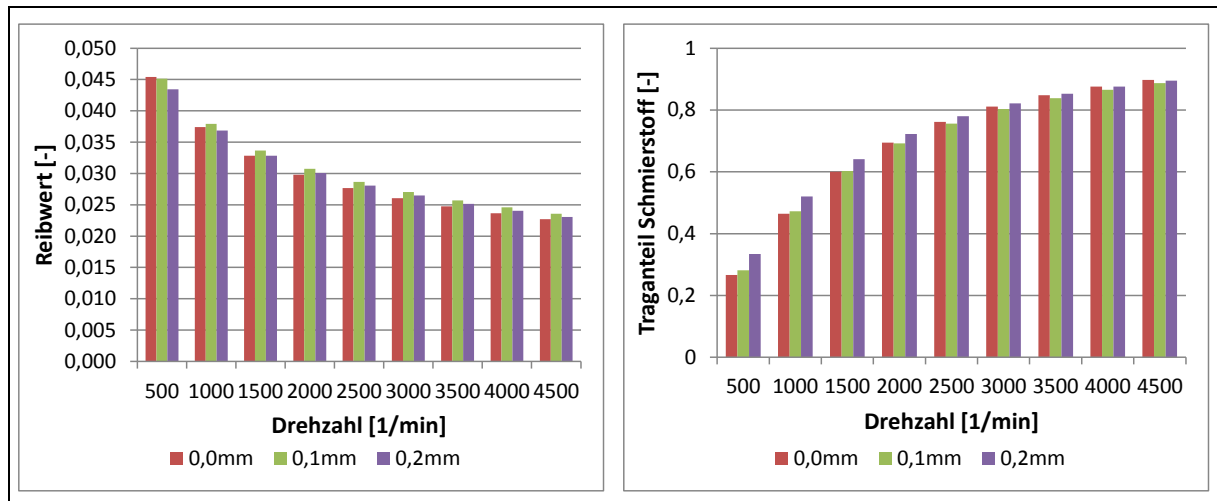


Bild 75: Reibwert und Schmierstoff-Traganteil über Drehzahl (Drehmoment 150Nm)

Die Schmierstoff-Traganteile zeigen entsprechend kaum Unterschiede (Bild 75, rechts).

Geringe Längsballigkeiten ergeben aufgrund der günstigeren Gleitgeschwindigkeitsverläufe in verringerten geometrischen Verlustfaktoren (Bild 76, links).

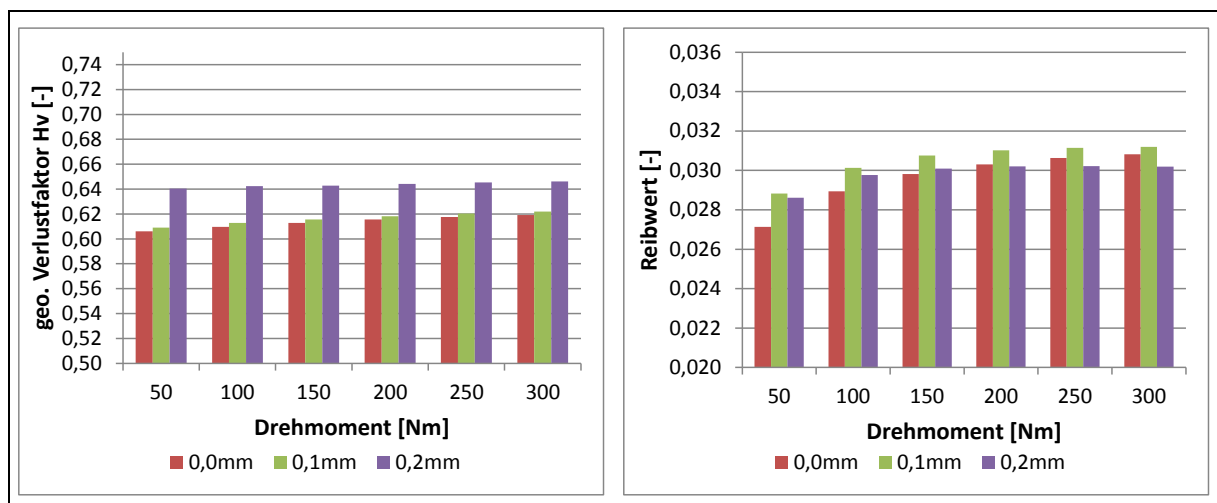


Bild 76: Geometrischer Verlustfaktor und Reibwert über Drehmoment (2000U/min)

Mit steigendem Drehmoment ergeben sich bei kleinen Längsballigkeiten größere Verlustfaktoren, da Wälzstellungen in größerer Distanz zur Teilkegellinie in Kontakt kommen und dort die Gleitgeschwindigkeiten höher sind. Die Variante mit der kleinsten Längsballigkeit zeigt entsprechend auch bei den Reibwerten die größte Änderung aufgrund der stärkeren Ausbreitung des Tragbildes (Bild 76, rechts).

Das Zusammenspiel der beiden unterschiedlich starken Einflüsse von Gleitgeschwindigkeit (geometrischer Verlustfaktor) und Reibwert liefert einen deutlichen Trend von höheren Wirkungsgraden bei kleinerer Längsballigkeit. Dies trifft sowohl für den betrachteten Drehzahlbereich als auch für die zugrunde gelegten Drehmomente zu, wobei die maximale Wirkungsgradverbesserung ca. 0,25% beträgt (Bild 77).

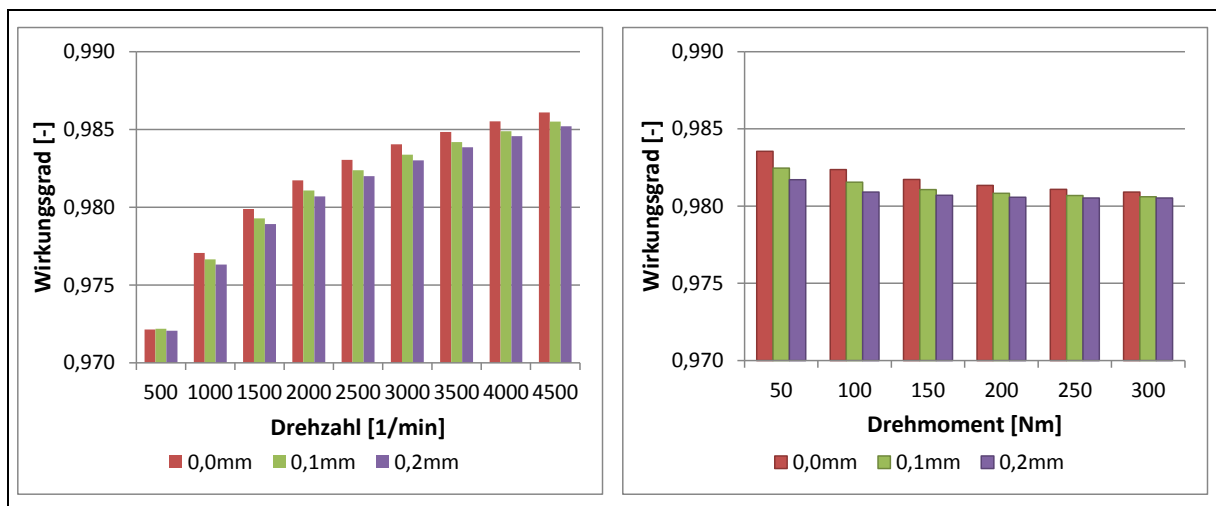


Bild 77: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

In Bild 79 sind die mittleren Schmierfilmtemperaturen über der Drehzahl und dem Drehmoment dargestellt.

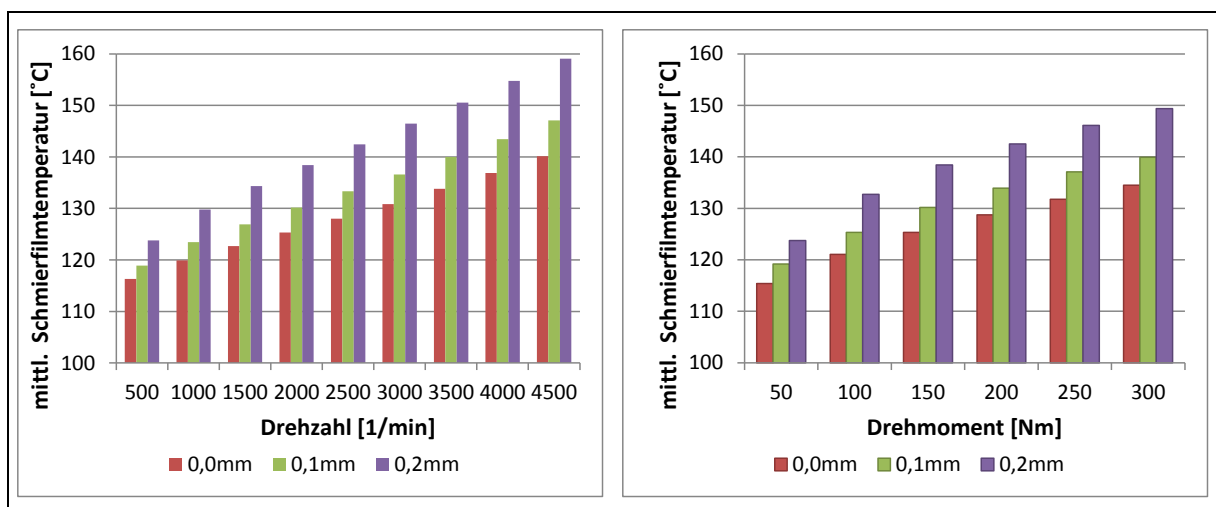


Bild 78: Mittlere Schmierfilmtemp. über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

Die Variation der Längsballigkeit führt zu deutlichen Unterschieden bei den mittleren Schmierfilmtemperaturen. Die Differenzen sind mit der Verminderung der Tragbildbreite bei größeren Längsballigkeiten zu begründen.

6.3.2 Höhenballigkeit

Die Höhenballigkeit wurde zwischen 0,0 und 0,06mm variiert (Tabelle 12). Das Farbschema der Tabelle entspricht den Linienfarben in den Diagrammen.

Name	Summen-eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilverschiebung Rad	Messerkopfradius	Depth Factor	Längsballigkeit	Höhenballigkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]
NR2	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,0
NR0	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,010
NR1	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,025
NR3	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,060

Tabelle 12: Verzahnungsdaten Höhenballigkeitsstudie

Auf der linken Seite von Bild 79 sind die Wirkungsgrade der Radsätze über der Drehzahl dargestellt. Über der Drehzahl verhalten sich die Wirkungsgrade nahezu identisch, bei der niedrigsten Drehzahl ergibt sich eine Differenz von 0,1%.

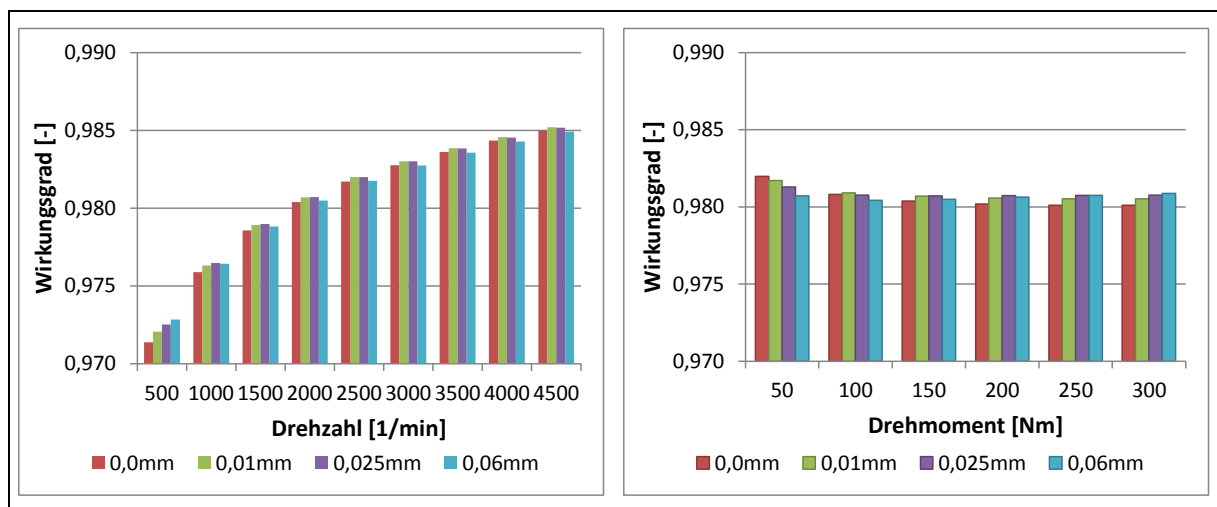


Bild 79: Wirkungsgrad über Drehzahl und Drehmoment (150Nm; 2000U/min)

Mit wachsendem Drehmoment sinkt der Wirkungsgrad aufgrund des steigenden Reibwertes leicht. Dies zeigt sich vor allem bei geringen Höhenballigkeiten aufgrund der stärkeren Ausbreitung des Tragbildes (Bild 79, rechts). In Bild 80 sind die mittleren Schmierfilmtemperaturen über der Drehzahl und dem Drehmoment dargestellt.

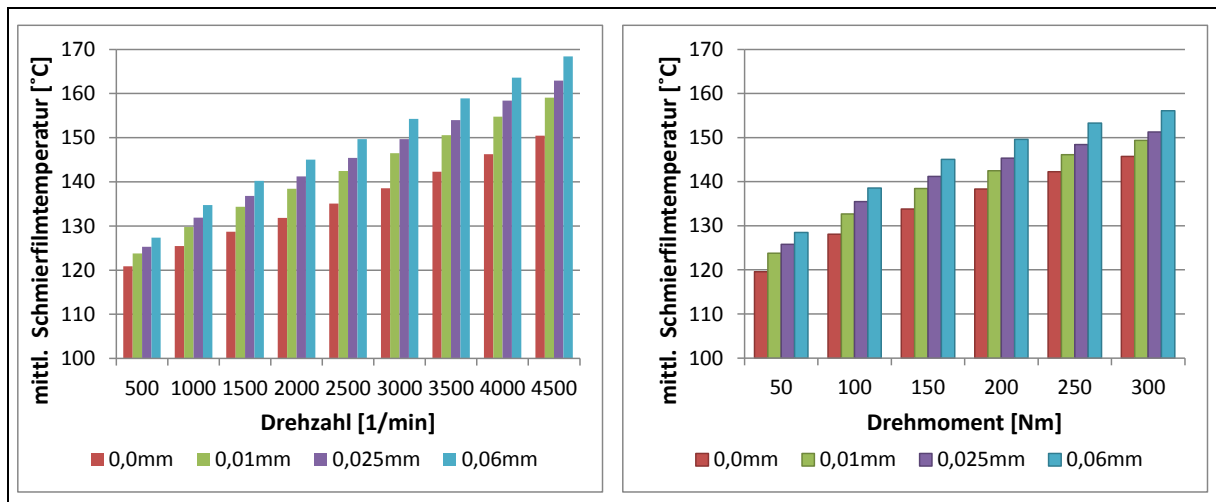


Bild 80: Mittlere Schmierfilmtemp. über Drehzahl und Drehmoment(150Nm; 2000U/min)

Die Variation der Höhenballigkeit führt trotz ähnlicher Wirkungsgrade zu deutlichen Unterschieden bei den mittleren Schmierfilmtemperaturen. Die Differenzen sind mit der Verminderung der Tragbildbreite bei größeren Höhenballigkeiten zu begründen.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Variation der Höhenballigkeit zwar nur geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad besitzt, aber zu signifikanten Differenzen bei den Schmierfilmtemperaturen führt.

6.4 Zusammenfassung

In der Einleitung wurde bereits erwähnt, dass Verzahnungsoptimierungen die Verbesserung des Laufverhaltens, der Festigkeit und des Wirkungsgrades zum Ziel haben. In der Studie dieses Kapitels wurde das Wirkungsgradverhalten abhängig von sieben Verzahnungsparametern untersucht. Umgebungseinflüsse des Getriebes, wie beispielsweise Lager und Dichtungen, wurden dabei nicht berücksichtigt. Es konnte gezeigt werden, dass eine Reihe von Verzahnungsgrößen, deren Einfluss auf den Wirkungsgrad in der Vergangenheit deutlich überschätzt wurde, sich nur sehr gering auswirken bzw. keinerlei signifikanten Einfluss besitzen.

Sehr deutliche Wirkungsgradverbesserungen ergaben sich bei der Reduktion des Spiralwinkels, der Verkleinerung des Achsversatzes und der Verringerung der Längsballigkeit. Geringfügige Einflüsse können bei den Parametern Profilverschiebung und Messerkopfradius nachgewiesen werden. Für den Verzahnungsingenieur stellt sich oft die Aufgabe, eine Geräuschverminderung oder eine festigkeitssteigernde Maßnahme zu erarbeiten. In vielen Fällen ist es möglich hierzu eine Veränderung der makrogeometrischen Parameter vorzunehmen, wobei meistens jedoch eine Optimierung auf die Variation der Mikrogeometrie beschränkt bleibt. In beiden Fällen

erlauben die Ergebnisse dieser Arbeit die Durchführung der Optimierung ohne Wirkungsgradverschlechterungen bzw. ermöglichen durch gezielte Kombination der Parameter eine gleichzeitige Wirkungsgradverbesserung.

Demzufolge ist es von entscheidender Bedeutung auch sehr kleine, positive oder negative, Einflüsse aller Verzahnungsparameter auf den Wirkungsgrad zu beachten. Beispielsweise kann eine positive Profilverschiebung, die wirkungsgradverschlechternd wirkt, in Kombination mit einer Vergrößerung des Messerkopfradius den Wirkungsgrad konstant halten. Falls aus konstruktiven Gründen eine Vergrößerung des Achsversatzes erforderlich ist, so kann der negative Einfluss auf den Wirkungsgrad ganz oder teilweise durch eine Verkleinerung des Spiralwinkels eliminiert werden. Damit ist es möglich Hypoidverzahnungen auszulegen die, unter Berücksichtigung der erforderlichen Festigkeit und der vorgegebenen An- und Antriebsbedingungen (Achsversatz), Parameterkombination besitzen, bei denen sich wirkungsgradreduzierende Effekte mit wirkungsgradsteigernden Effekten überlagern. Falls bei derartigen Auslegungen stets ein Augenmerk auf den Einfluss der einzelnen Verzahnungsparameter gerichtet ist, kann in der Regel eine Wirkungsgradverbesserung ohne Einschränkung des Lauf- und Beanspruchungsverhalten erzielt werden.

Zur einfachen Darstellung der Einflüsse aller untersuchten Parameter auf den Wirkungsgrad wird eine Graphik mit qualitativem Charakter vorgeschlagen, die alle wesentlichen Daten enthält. Bild 81 zeigt diese Graphik für das Beispiel der Spiralwinkelvariation.

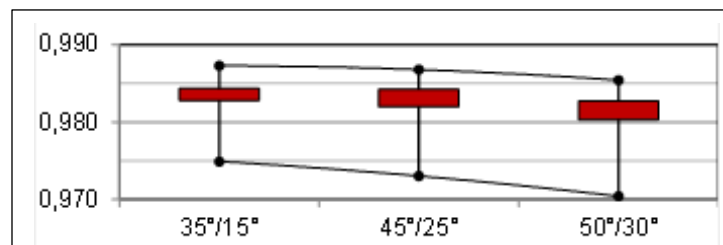


Bild 81: Wirkungsgradeinfluss des Spiralwinkels über dem Betriebsbereich

In Ordinateenrichtung ist der Wirkungsgrad, in Richtung der Abszisse der untersuchte Parameter aufgetragen. Die obere Kurve stellt den Wirkungsgradverlauf für ein Drehmoment von 150Nm bei Maximaldrehzahl (4500 U/min) und die untere bei minimaler Drehzahl (500U/min) dar. Die obere und untere Begrenzungslinie der Rechtecke zwischen den Kurven jedes Parameterpunktes gibt den Wirkungsgrad bei 50Nm beziehungsweise 300Nm an. Somit gibt die vertikale Lage der Rechtecke den Wirkungsgrad bei 2000U/min an während die Höhe die Variationsbreite des Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Drehmomentes symbolisiert.

Die qualitativen Wirkungsgradgraphiken aller untersuchten Parameter sind in Tabelle 13 zusammengestellt.

Parameter	Parameter ansteigend →
Eingriffswinkel	
Spiralwinkel	
Profilverschiebung	
Messerkopfdurchmesser	
Zahnhöhenfaktor	
Achsversatz	
Längsballigkeit	
Höhenballigkeit	

Tabelle 13: Zusammenstellung qualitativer Wirkungsgradgraphiken

Da es sich bei der zugrundeliegenden Basisverzahnung um einen typischen Automobilkegelradsatz handelt können die Graphiken in Tabelle 13 durchaus zur Bewertung des Wirkungsgradtrends im Zuge der Veränderung von Verzahnungsparametern herangezogen werden. Wenn beispielsweise bei einem Kegelradsatz dem Wirkungsgrad für Stadtverkehr und Überlandfahrt Beachtung geschenkt werden soll dann geben insbesondere die horizontalen Rechtecke der Einzelgraphiken qualitative Auskunft über mögliche Wirkungsgradverbesserungen beziehungsweise Möglichkeiten parameterbedingte Wirkungsgradverringerungen zu kompensieren. Damit kann Tabelle 13 bei der Auswahl geeigneter Parameter zur Verzahnungsauslegung und -optimierung herangezogen werden.

7 Einflussgrößenbewertung im Betriebsbereich

In der bisherigen Arbeit wurden Wirkungsgrade in Abhängigkeit von Auslegungsparametern ermittelt, ein Verlustmodell für Achsgetriebe entwickelt und Wirkungsgrade für ausgewählte Betriebspunkte berechnet. In der Praxis ist von Interesse wie sich unterschiedliche Einflussgrößen und Optimierungsmaßnahmen auf den Wirkungsgrad eines Achsgetriebes im Fahrzyklus auswirken. Um die Bewertung im Betriebsbereich durchzuführen ist es erforderlich eine kennfeldbasierte Untersuchungsmethode zu entwickeln. Ein Vorteil des Berechnungsmodells besteht in der Möglichkeit neben Auslegungsparametern auch den Einfluss tribologischer Parameter wie Schmierstoffviskosität und Oberflächenrauheit zu untersuchen.

7.1 Simulationsmodell und Vorgehensweise

Der Aufbau des Simulationsmodells und die Simulation wurden in LMS Imagine.Lab AMESim realisiert. AMESim ist ein eindimensionales Simulationsprogramm, das über Bibliotheken zur Modellierung verschiedenster Systeme verfügt. Im vorliegenden Anwendungsfall wurden die Bibliotheken zur Modellierung des Antriebsstrangs (Powertrain) und des Kraftstoffverbrauches (IFP-Drive) verwendet. Bild 82 zeigt das Längsdynamikmodell auf Basis eines Mittelklassefahrzeuges mit 3 l Ottomotor (Fahrzeugdaten siehe Anhang A.8).

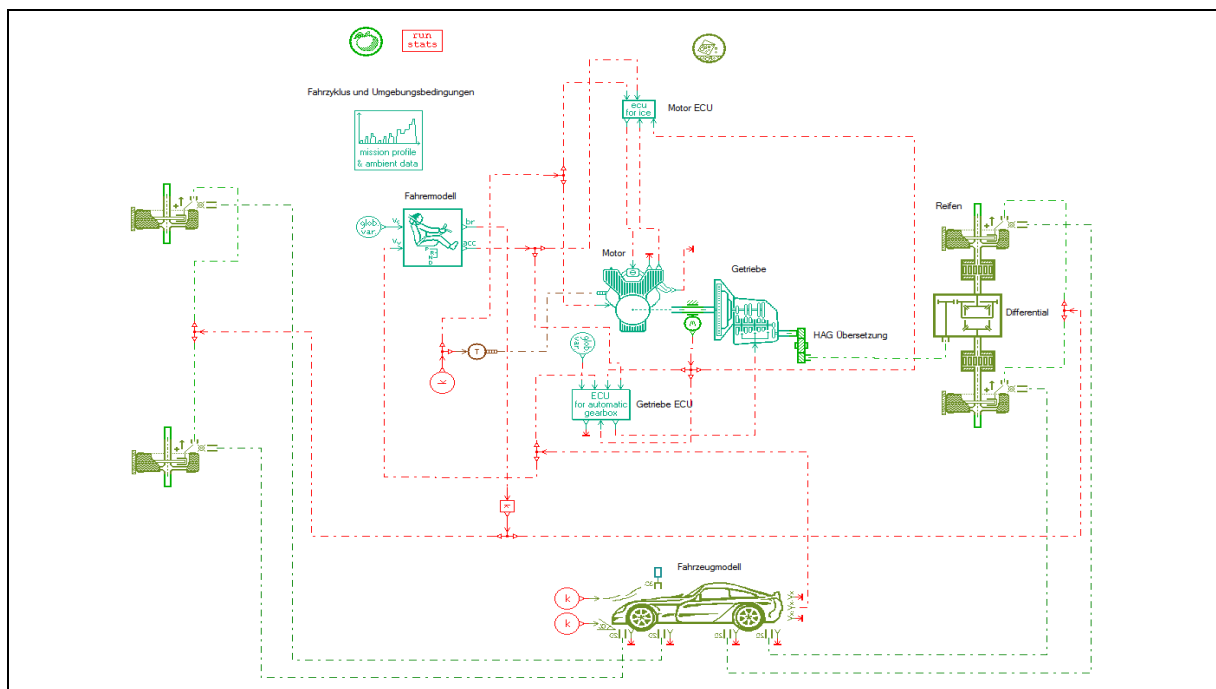


Bild 82: Darstellung des Simulationsmodells [46]

Zunächst wurde eine Längsdynamiksimulation unter Verwendung der Geschwindigkeitsverläufe (Bild 83, oben links) durchgeführt um die Drehzahl-/ Drehmomentver-

läufe am Achsgetriebe-Eingang für die untersuchten Fahrzyklen zu bestimmen (Bild 83, oben rechts). Im nächsten Schritt wurde aus den Zeitschrieben ein Histogramm über Drehzahl und Drehmoment berechnet (Bild 83, mitte rechts). Um die lastunabhängigen Verluste hinreichend genau zu erfassen und somit den Quantisierungsfehler zu minimieren wurde eine Aufteilung von 200 U/min und 20 Nm verwendet und die Drehmomentachse um eine Klasse von 5Nm ergänzt.

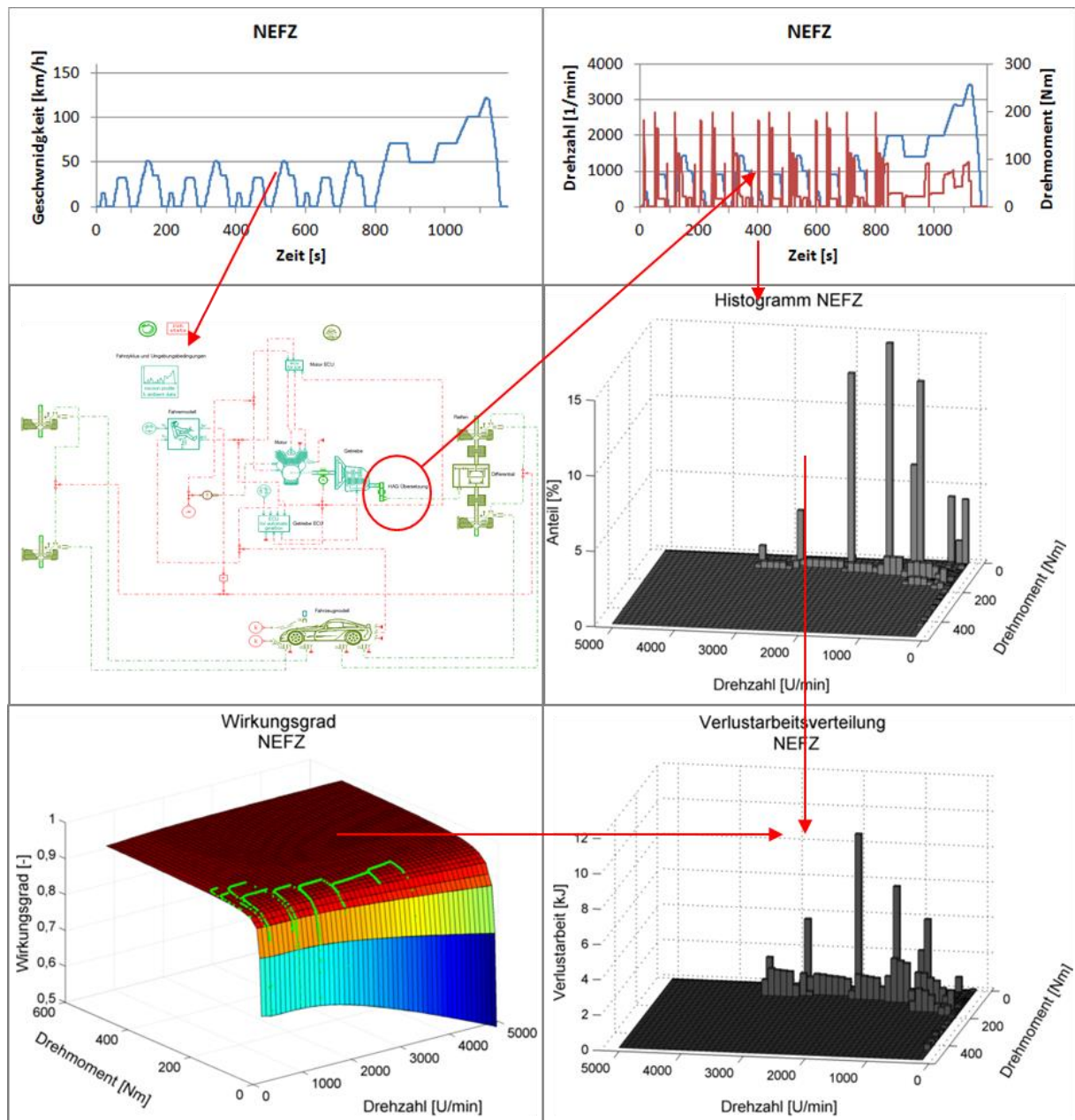


Bild 83: Vorgehensweise zur Berechnung der Verlustverteilung im Fahrzyklus

Mit Hilfe des Histogramms, der Eingangsleistungsmatrix und der entsprechenden Wirkungsgradmatrix (Bild 83, unten links, visualisiert als Oberflächendiagramm) kann die Verlustarbeitsverteilung (Bild 83, unten rechts) für das Gesamtgetriebe bzw. die

zu untersuchende Komponente bestimmt werden. Der Gesamtgetriebe- bzw. Komponentenwirkungsgrad kann anschließend wie folgt bestimmt werden:

$$\eta_{WZyklus} = 1 - \frac{\sum P_V(M, n)}{\sum P_E(M, n)} = 1 - \zeta_{Zyklus} \quad (7.1)$$

7.2 Verlustverteilung in Abhängigkeit der Fahrzyklen

Die Simulation wurde für die folgenden Fahrzyklen unter Verwendung des Achsgetriebes mit der Basisauslegung NA1 bei einer Ölsumpftemperatur $T=100^\circ\text{C}$ durchgeführt:

- NEFZ: Neuer Europäischer Fahrzyklus
- HWFET: Highway Fuel Economy Test
- Artemis: Common Artemis Driving Cycle
- WLTP: Worldwide harmonized Light duty Test Procedures WLTP, Worldwide harmonized Light duty Test Cycle, Class 3

Die Verzahnungs- und Lagerdaten sind in Anhang A.4 und A.5, die für die Berechnung verwendeten Material- und Schmierstoffdaten in Anhang A.7 zusammengefasst. Die Geschwindigkeitsverläufe der Fahrzyklen sind in Bild 84 dargestellt.

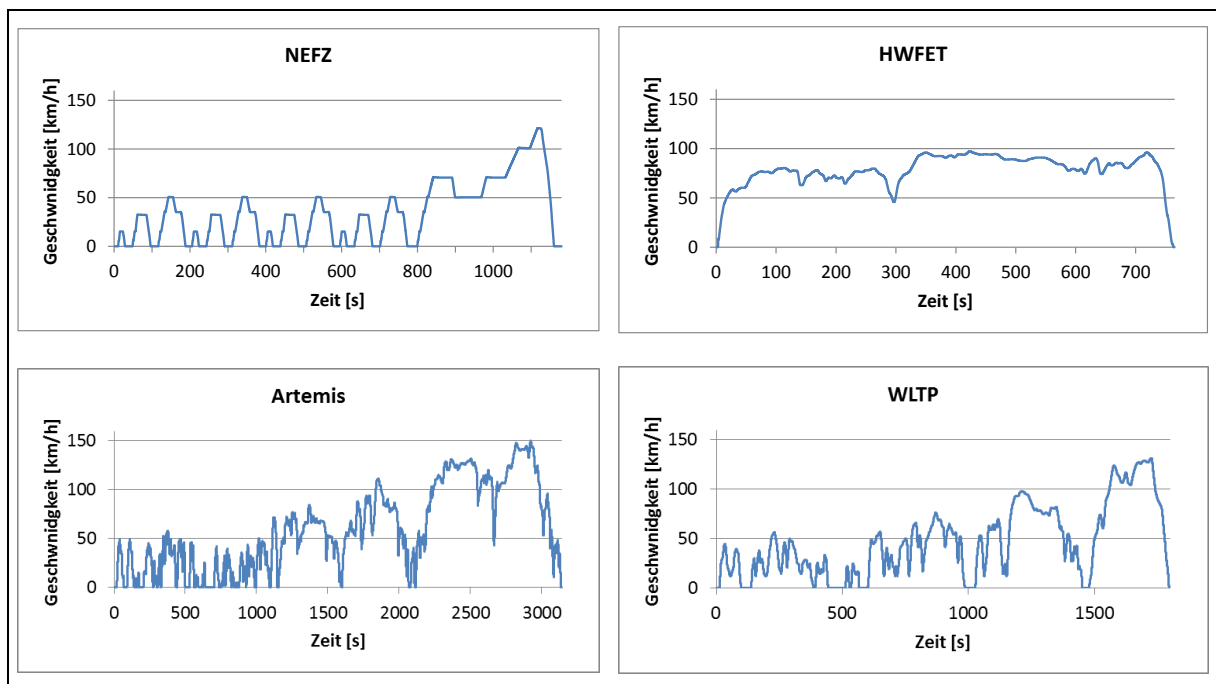


Bild 84: Geschwindigkeitsverläufe der Fahrzyklen

Einige Kenngrößen zu den untersuchten Fahrzyklen sind in Tabelle 14 zusammengestellt.

Fahrzyklus	NEFZ	HWFET	Artemis	WLTP
Länge [km]	11,05	16,45	51,9	23,4
Dauer [s]	1180	765	3142	1800
Durchschnittsgeschwindigkeit [km/h]	33,7	77,4	59,5	46,6
Durchschnittsdrehmoment [Nm]	38,6	43,5	65,8	56,8
Energieumsatz [MJ/100km]	44,0	41,8	60,2	52,2
Energieumsatz [kWh/100km]	12,22	11,6	16,7	14,5
Simulationsverbrauch [l/100km]	9,3	8,8	13,6	12,9

Tabelle 14: Übersicht Fahrzyklen

Die Fahrzyklen unterscheiden sich sowohl in Bezug auf die Durchschnittsgeschwindigkeit als auch das Drehmoment deutlich, resultierend fallen der Energieumsatz am Achsgetriebe und der Kraftstoffverbrauch unterschiedlich aus. Zur Visualisierung der relevanten Kennfeldbereiche wurden in Bild 86 die Betriebspunkte auf das Wirkungsgradkennfeld projiziert.

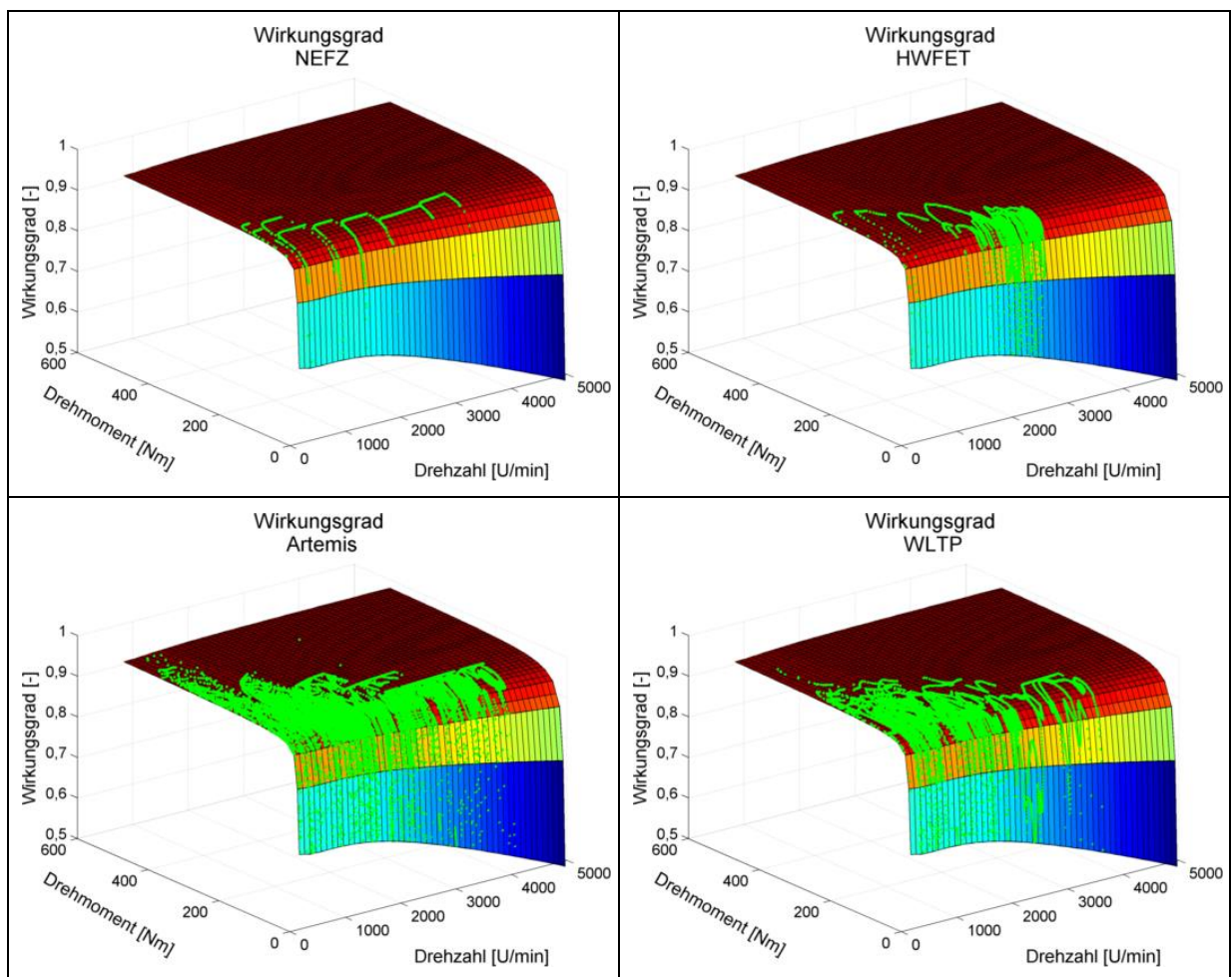


Bild 85: Wirkungsgradkennfeld mit Betriebspunkten der Fahrzyklen

Im NEFZ ist Abfolge der einzelnen Betriebspunkte deutlich erkennbar. Der HWFET-Zyklus ist durch einen eingeschränkten Drehzahlbereich gekennzeichnet, die Be-

triebspunkte liegen um 2000 U/min. Der Artemis-Zyklus und der WLTP-Zyklus weisen aufgrund der Ableitung aus realen Fahrversuchen eine deutlich höhere Dynamik auf. Im Vergleich zum NEFZ werden vor allem bei niedrigen Drehzahlen deutlich größere Kennfeldbereiche genutzt und höhere Drehmomente abgefordert. Die Histogramme für die betrachteten Fahrzyklen sind in Bild 86 dargestellt.

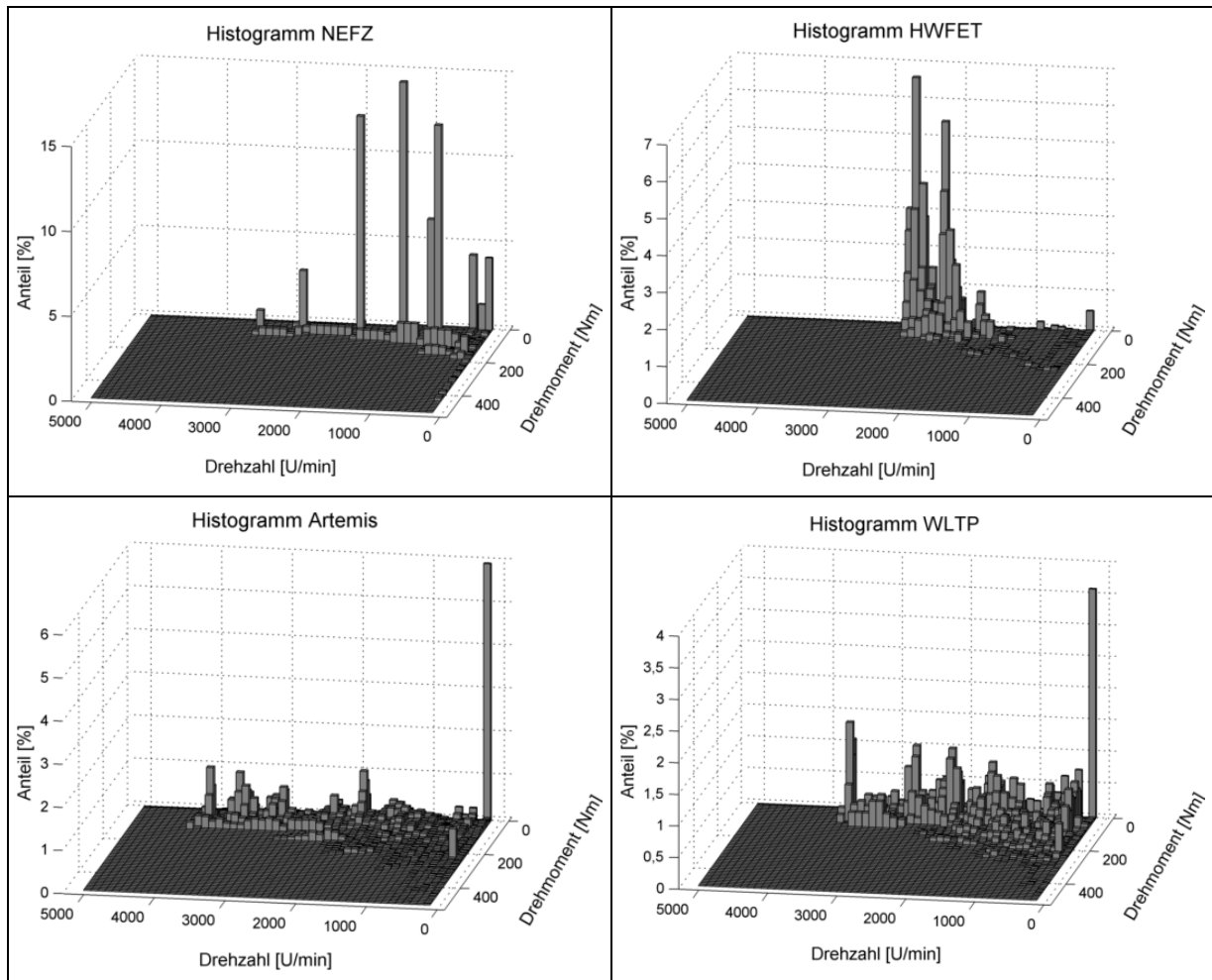


Bild 86: Drehzahl-Drehmoment-Histogramme der Fahrzyklen

Im Falle des NEFZ treten die Betriebspunkte bei konstanter Geschwindigkeit deutlich hervor. Der HWFET-Zyklus ist durch den eingeschränkten Betriebsbereich gekennzeichnet. Der Artemis-Zyklus und der WLTP-Zyklus besitzen aufgrund der realen Grundlage deutlich mehr Dynamik. Aufgrund der größeren Beschleunigungen werden bei niedrigen Drehzahlen höhere Drehmomente abgefordert. Bei Artemis-Zyklus und WLTP-Zyklus fallen im Vergleich zum NEFZ die höheren Drehmomente im Niedrigdrehzahlbereich auf. Desweiteren besitzt der WLTP-Zyklus größere Stadtanteile und damit eine geringere Durchschnittsgeschwindigkeit als der Artemis-Zyklus.

Mit Hilfe der Histogramme kann weiterhin die Verlustarbeitsverteilung im Drehzahl-Drehmoment-Raum berechnet werden, welche für den Wirkungsgrad ausschlagge-

bend ist. In Bild 87 ist die Verteilung für das Gesamtgetriebe dargestellt, analog kann die Verteilung für die einzelnen Komponenten berechnet werden.

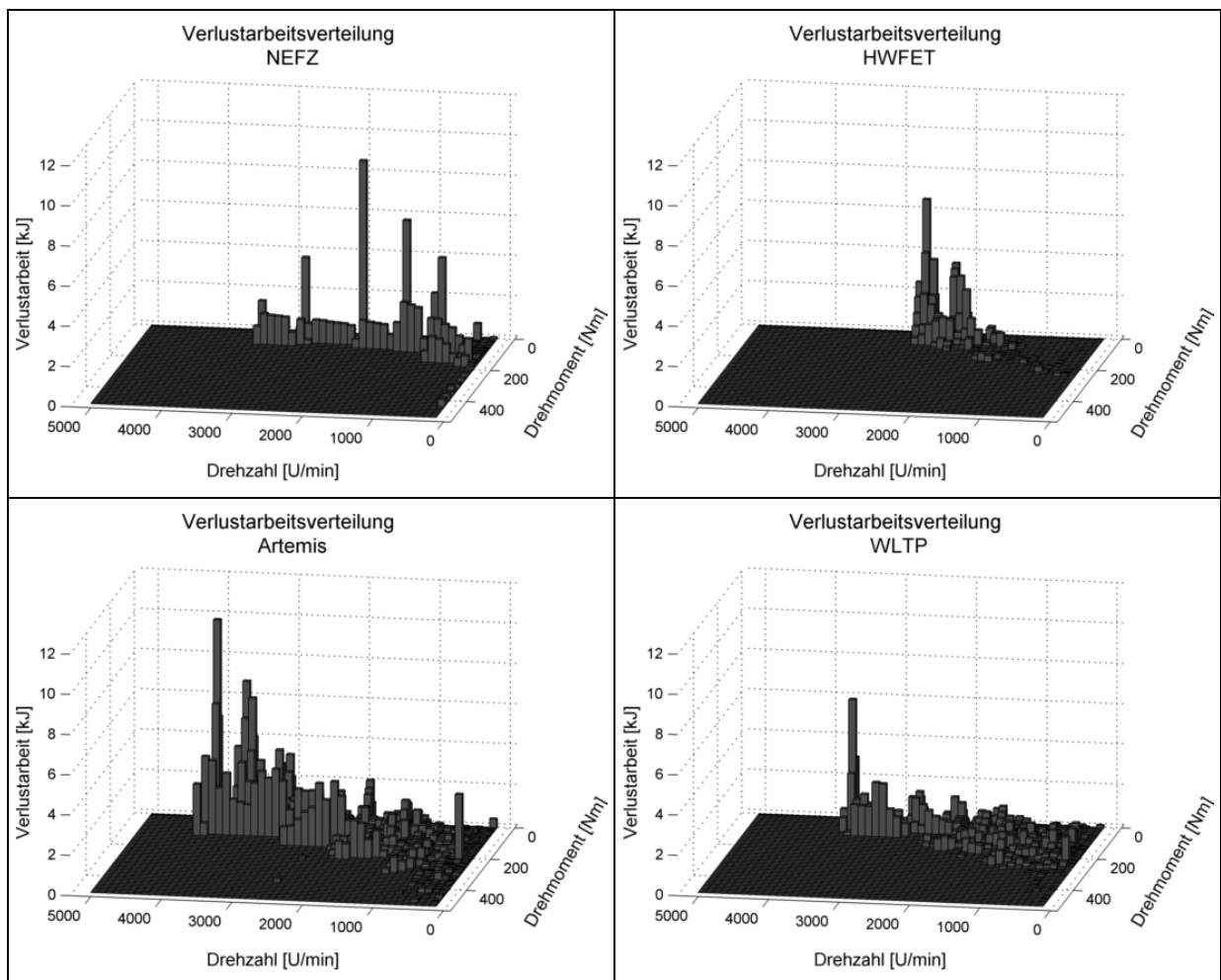


Bild 87: Verlustarbeitsverteilung im Drehzahl-Drehmoment-Raum

Der NEFZ zeigt wiederum eine relativ gleichmäßige Verteilung über den Drehzahlbereich. Beim HWFET entspricht aufgrund des eingeschränkten Drehzahlbereiches die Verlustverteilungscharakteristik weitgehend dem Histogramm. Im Gegensatz dazu unterscheiden sich die Verlustverteilungen des Artemis-Zyklus und des WLTP-Zyklus deutlich vom Histogramm. Im Vergleich zum NEFZ besitzen diese Zyklen deutlich größere Anteile bei hohen Geschwindigkeiten, vor allem beim Artemis-Zyklus dominieren die Anteile bei höheren Geschwindigkeiten.

Mit Hilfe der Verlustarbeitsverteilung können der Achsgetriebewirkungsgrad und die Verlustgrade der Komponenten anschließend entsprechend Gleichung (7.1) ermittelt und dargestellt werden (Bild 88).

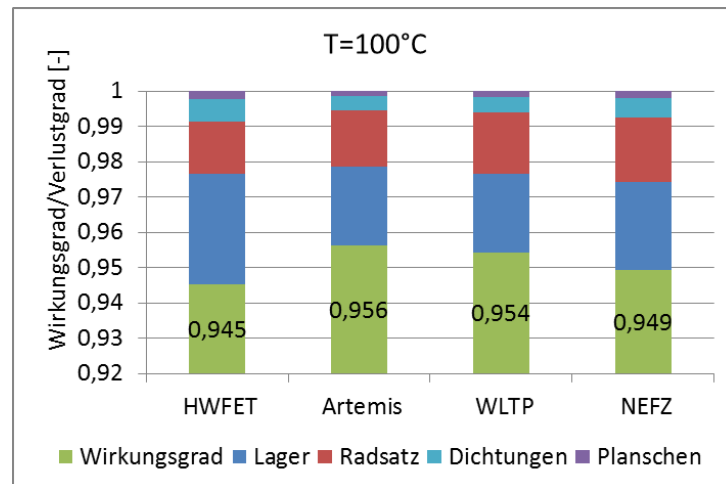


Bild 88: Verlustverteilung und Wirkungsgrad für untersuchte Fahrzyklen

Es ergeben sich Wirkungsgrade zwischen 94,5% im HWFET-Zyklus und 95,6% für den Artemis-Zyklus. Die größten Verlustverursacher sind die Lager und der Radsatz. Die Dichtungs- und Planschverluste fallen deutlich geringer aus. Die Verlustgrade des Radsatzes unterscheiden sich marginal zwischen den verschiedenen Fahrzyklen, es ergeben sich mit zunehmender Durchschnittsdrehzahl höhere Wirkungsgrade (vgl. Tabelle 14). Die Lagerverlustgrade zeigen eine starke Abhängigkeit vom Drehmoment, die kleinsten Werte werden im Artemis-Zyklus erreicht. Die Kombination aus hoher Drehzahl und kleinem Drehmoment im HWFET-Zyklus resultiert in einem signifikant größerem Lagerverlustgrad verglichen mit den anderen Fahrzyklen. Die Ursache sind die lastunabhängigen Lagerverluste, deren Anteil an den Gesamtlagerverlusten bei kleinen Drehmomenten stärker hervortritt. In Bild 89 ist ein Vergleich der Zykluswirkungsgrade für die Ölsumpftemperaturen $T=60^{\circ}\text{C}$ und $T=100^{\circ}\text{C}$ dargestellt.

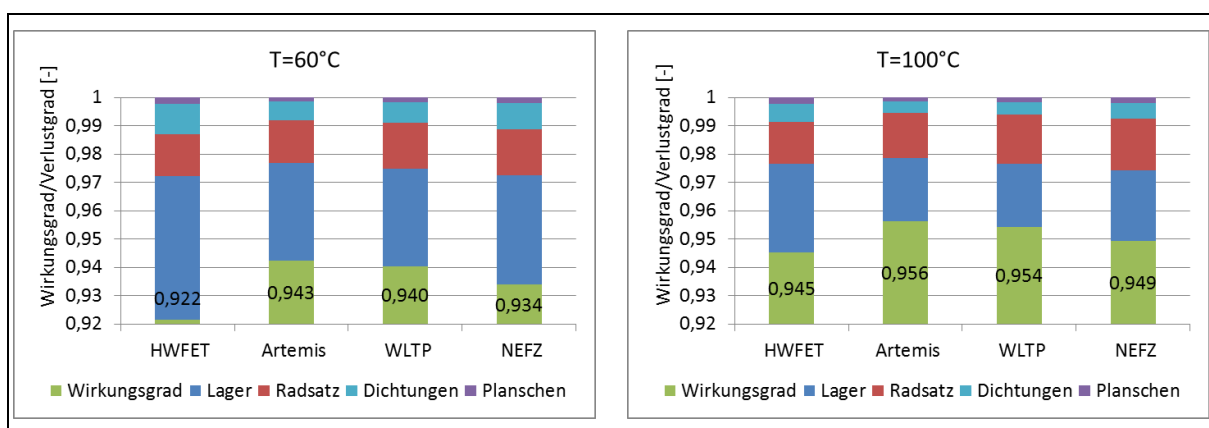


Bild 89: Verlustverteilung und Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Ölsumpftemperatur

Das Reduzieren der Ölsumpftemperatur von $T=100^{\circ}\text{C}$ auf $T=60^{\circ}\text{C}$ resultiert in einer deutlichen Zunahme der Lagerverluste während die Verzahnungsverluste sich kaum verändern. Das Anwachsen der kinematischen Viskosität ($\nu_{100} = 15,7 \text{ cSt}$, $\nu_{60} = 48 \text{ cSt}$) führt zu einer leichten Verbesserung der Radsatzwirkungsgrade, da der Anteil

der Fluidreibung zunimmt. Der dominierende Effekt ist jedoch die Zunahme der Lagerverluste aufgrund des Viskositätsanstieges. Das Resultat ist eine deutliche Reduktion der Fahrzykluswirkungsgrade von bis zu 2,3% im HWFET-Zyklus. Die Ergebnisse demonstrieren auch, dass die Viskosität eine Schlüsselgröße für die Optimierung des Achsgetriebewirkungsgrades ist und eine Reduktion der Viskosität signifikantes Verbesserungspotential besitzt.

Die Literaturrecherche hat ergeben, dass sich durch Verwendung von Tandemschräggugellagern [78] oder Kegelrollenlagern mit verbesserter Makrogeometrie [56] deutliche Wirkungsgradverbesserungen erzielen lassen. Um den Einfluss auf die Verteilung der Verluste und den Fahrzykluswirkungsgrad zu visualisieren wurden beispielhaft die Lagerverluste um 40% vermindert. In Bild 90 ist der Vergleich der Wirkungsgrade mit optimierten Lagern für die Ölsumpftemperaturen $T=60^{\circ}\text{C}$ und $T=100^{\circ}\text{C}$ dargestellt.

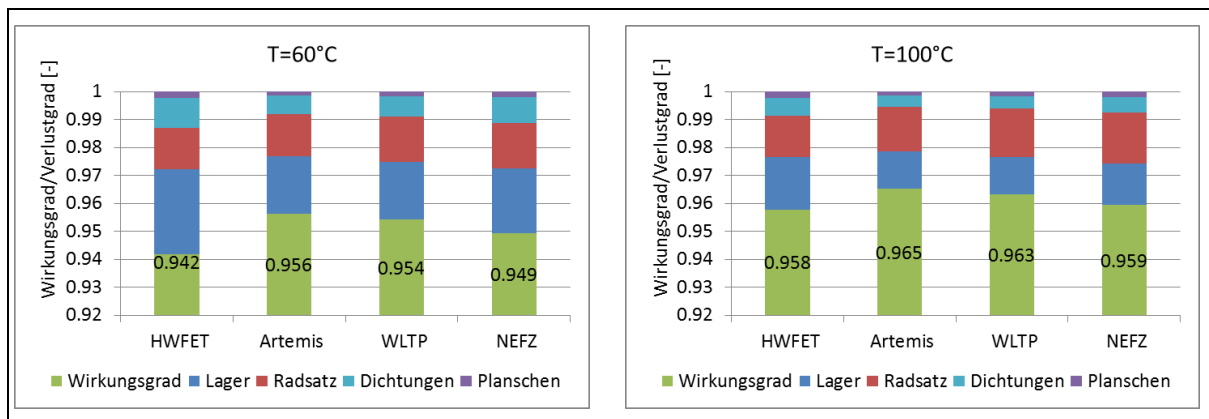


Bild 90: Verlustverteilung und Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Ölsumpftemperatur

Es ergibt sich eine Reduktion der Gesamtgetriebeverluste von circa 20% im NEFZ, was der Größenordnung der Angaben in der Literatur entspricht. Für den Artemis-Zyklus und den WLTP-Zyklus ergeben sich vergleichbare Verbesserungen, während der HWFET-Zyklus aufgrund des geringen Durchschnittsdrehmomentes und der höheren Durchschnittsdrehzahlen größere Verbesserungen von bis zu 25% zeigt. Die Optimierung der Lagerkonstruktion resultiert in einer Aufteilung der Lager- und Radsatzverluste zu gleichen Teilen bzw. der Dominanz der Radsatzverluste.

Die Erkenntnisse zur Verlustverteilung in Abhängigkeit der Fahrzyklen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Der Radsatz und die Lager verursachen den Großteil der Verluste.
- Bei Einsatz von reibungsoptimierten Lagern dominieren die Radsatzverluste, entsprechend sind weitere Verbesserungen durch Optimierung der Konstruktion des Radsatzes (Auslegung/Oberflächenrauheit) erzielbar.

- Die Lagerverluste zeigen eine starke Temperaturabhängigkeit, weitere Verbesserungen sind durch niedrigviskose Schmierstoffe mit verringerter Temperaturabhängigkeit zu erreichen.
- Das Reduzieren der Viskosität bietet vor allem bei Fahrzyklen mit niedriger Last Potential zur Verbesserung des Wirkungsgrades. Es muss ein Kompromiss zwischen optimalem Wirkungsgrad und Minimierung von Verschleiß und Reibung des Radsatzes bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten gefunden werden.
- Um die Lebensdauer des Radsatzes bei verringerter Viskosität zu erhalten ist eine Reduzierung der Oberflächenrauheit notwendig, ein Seiteneffekt dabei ist die Wirkungsgradverbesserung des Radsatzes. Beides kann mit der entwickelten Berechnungsmethode systematisch untersucht werden.

7.3 Variation von Einflussgrößen auf den Achsgetriebewirkungsgrad

In diesem Unterkapitel werden die Einflüsse der Auslegungsparameter auf den Radsatzwirkungsgrad aus der in Kapitel 6 durchgeführten Parameterstudie im Betriebsbereich untersucht. Bei der Betrachtung zur Verlustverteilung in Kapitel 7.2 wurden weiterhin die Schmierstoffviskosität und die Oberflächenrauheit des Radsatzes als wichtige Einflussgrößen auf den Achsgetriebewirkungsgrad identifiziert. Neben den Auslegungsparametern wird auch der Einfluss dieser Parameter auf den Radsatzwirkungsgrad und den Achsgetriebewirkungsgrad untersucht.

7.3.1 Verzahnungsauslegung

Ausgehend von der Basisauslegung NA1 werden nachfolgend die Einflüsse der Auslegungsparameter auf den Verzahnungswirkungsgrad im Betriebsbereich analysiert. Dazu wurden die Fahrzykluswirkungsgrade für alle Auslegungen der Parameterstudie aus Kapitel 6 berechnet. In Kapitel 6 ergaben sich die größten Wirkungsgradunterschiede im Bereich niedriger Drehzahlen (vgl. Kapitel 6.4), bei den untersuchten Fahrzyklen sind diese Betriebsbereiche von geringerer Bedeutung, folglich fallen die Unterschiede im Betriebsbereich kleiner aus als die in Kapitel 6 aufgezeigten Maximalunterschiede. Den größten Variationsbereich zeigten die Spiralwinkel- und Achsversatzstudie, diese Berechnungsergebnisse werden im Folgenden diskutiert. Die Ergebnisse der weiteren Auslegungen der Makrogeometriestudie und der Höhenballigkeitsstudie zeigten Wirkungsgradunterschiede im 0,1% Bereich, die Berechnungsergebnisse sind im Anhang A.9 dokumentiert. Die Verzahnungsdaten der Spiralwinkel- und der Achsversatzstudie sind in Tabelle 15 zusammengefasst.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NB1	40	30	35,7	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NB3	40	30	50,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NX1	40	15	35,0	-0,530	2,5	4	0,1	0,010
NX2	40	5	28,0	-0,508	2,5	4	0,1	0,010

Tabelle 15: Verzahnungsdaten Spiralwinkel- und Achsversatzstudie

In Bild 91 sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt. Die Radsatzwirkungsgrade der Basisauslegung NA1 ordnen sich entsprechend der Durchschnittsdrehzahl der Fahrzyklen, der HWFET-Zyklus zeigt den größten Wirkungsgrad (98,5%), über Artemis- und WLTP-Zyklus nimmt der Wirkungsgrad ab, der NEFZ zeigt den geringsten Wirkungsgrad (98,1%).

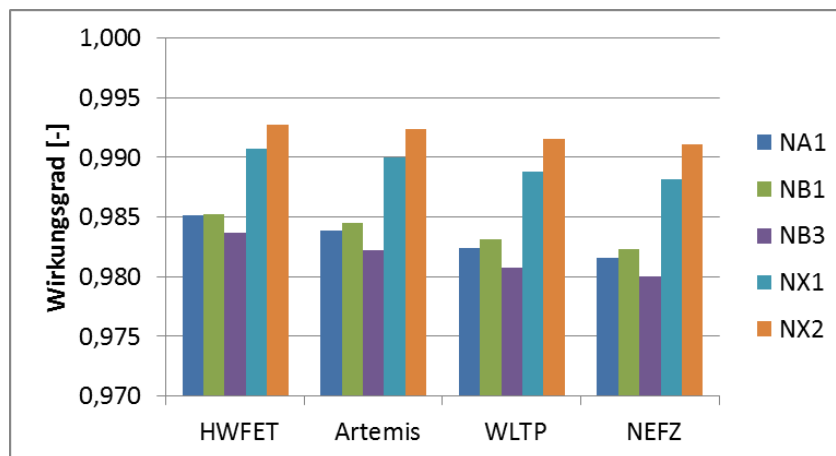


Bild 91: Radsatzwirkungsgrade Spiralwinkel- und Achsversatzvariation, T=100°C

Qualitativ ist der Einfluss der Änderungen bei allen Fahrzyklen vergleichbar. Die Wirkungsgraddifferenzen relativ zur Basisauslegung NA1 sind in Bild 92 dargestellt.

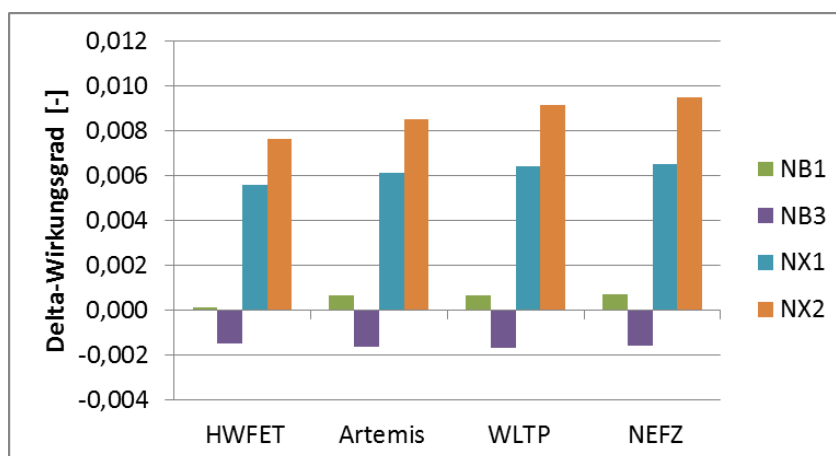


Bild 92: Delta-Wirkungsgrade relativ zur Basisauslegung NA1, T=100°C

Der Einfluss der Variation von Spiralwinkel und Achsversatz auf den Wirkungsgrad ist, wie eingangs erwähnt, größer im Bereich niedriger Drehzahlen. Entsprechend zeigt der HWFET-Zyklus die geringsten Unterschiede aufgrund der hohen Durchschnittsdrehzahl (vgl. Tabelle 14), während bei den anderen Fahrzyklen größere Unterschiede resultieren. Bei Verringerung des Spiralwinkels von 45,5 (NA1) auf 35,7 (NB1) ergeben sich nur minimale Änderungen, im Gegensatz dazu ergeben sich für die Variante NB3 (50,5) Veränderungen im Bereich von 0,15%, dieser nichtlineare Einfluss entspricht der in Tabelle 13 (Kapitel 6) dargestellten Charakteristik. Das Reduzieren des Achsversatzes führt zu deutlichen Verbesserungen des Wirkungsgrades von bis zu 0,9%. Ausgehend von der Basisauslegung NA1 (30mm Achsversatz) ergeben sich für die Varianten mit vermindertem Achsversatz Wirkungsgradverbesserungen von 0,6% für die Variante NX1 (15mm Achsversatz) und bis zu 0,9% für die Variante NX2 (5mm Achsversatz). Die Unterschiede korrelieren mit der Verringerung des geometrischen Verlustfaktors (Bild 69, links) aufgrund der reduzierten Gleitgeschwindigkeiten bei abnehmenden Achsversatz. Die Verzahnungsdaten der Längsballigkeitsstudie sind in Tabelle 16 zusammengefasst.

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NR5	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,0	0,01
NR4	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,1	0,01
NR0	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,01

Tabelle 16: Verzahnungsdaten Längsballigkeitsstudie

In Bild 93 sind die Ergebnisse der Berechnung dargestellt. Die Radsatzwirkungsgrade verringern sich mit zunehmender Längsballigkeit.

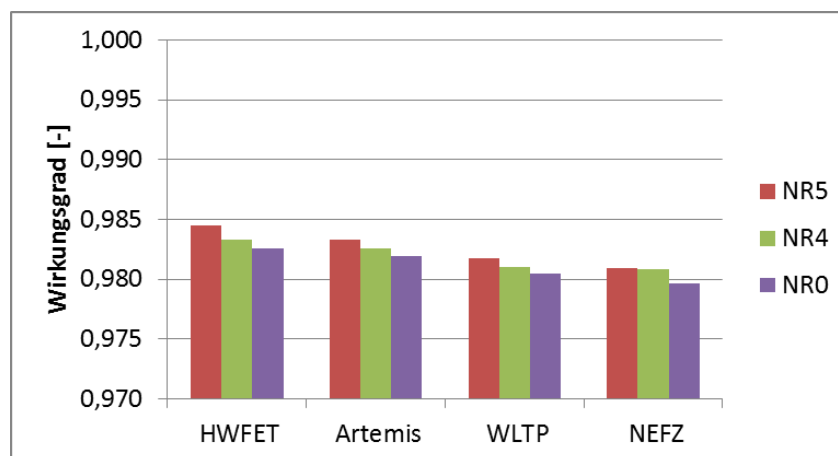


Bild 93: Radsatzwirkungsgrade Längsballigkeitsstudie, T=100°C

Der HWFET-Zyklus zeigt den größten Variationsbereich (0,2%), die anderen Fahrzyklen zeigen Unterschiede im Bereich von 0,13%. Die Wirkungsgradverbesserung bei Verminderung der Längsballigkeit ergibt sich aufgrund der günstigeren Gleitgeschwindigkeitsverläufe und der dadurch verringerten geometrischen Verlustfaktoren.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass zur Untersuchung und Bewertung des Wirkungsgrades eine kennfeldbasierte Analyse erforderlich ist.

7.3.2 Oberflächenrauheit

Zur Bewertung des Einflusses der Oberflächenrauheit wurde eine Parameterstudie durchgeführt. Es sind sowohl Verbesserungen im klassischen Schleifprozess als auch zusätzliche Prozesse wie Super-Finishing vorstellbar um die simulierten Oberflächenrauheiten zu realisieren. Winkelmann, El Saeed und Bell [95] erzielen mit Hilfe eines Super-Finishing-Prozesses Rauheiten von bis zu $R_q=0,07 \mu\text{m}$. Ausgehend von der mittleren Rauheit der untersuchten Zahnräder ($R_q=0,45 \mu\text{m}$) wurden fünf Varianten von $R_q=0,62 \mu\text{m}$ bis $R_q=0,07 \mu\text{m}$ simuliert. Geprüft wurde, inwieweit das Reduzieren der Rauheit sinnvoll ist, da eine signifikante Summengeschwindigkeit vorhanden ist und damit eine Schmierfilmdicke um die Kontaktpartner zu trennen. Demnach ist ein Schalteffekt zu erwarten, bei Unterschreiten eines bestimmten Rauheitswertes steigt der Reibwert aufgrund der Scherverluste im Schmierstoff wieder an, was zu einer Verringerung des Radsatzwirkungsgrades führen würde. Die Ergebnisse der Simulation unter Verwendung des Radsatzes NA1 sind in Bild 94 dargestellt.

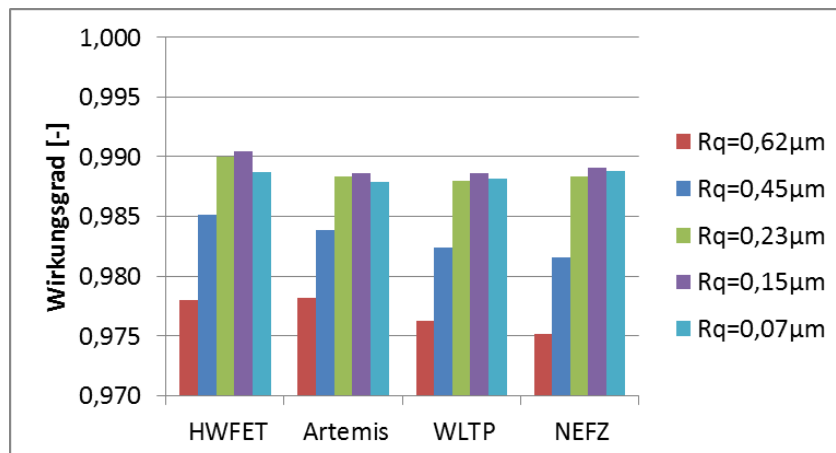


Bild 94: Radsatzwirkungsgrade in Abhängigkeit der Oberflächenrauheit, $T=100^\circ\text{C}$

Ausgehend von der Basisvariante ($R_q=0,45 \mu\text{m}$) ergibt sich eine Wirkungsgradänderung von $\pm 0,7\%$ für den untersuchten Variationsbereich. Qualitativ ist der Einfluss bei allen Fahrzyklen vergleichbar. Die größten Verminderungen ergeben sich im NEFZ und dem HWFET-Zyklus aufgrund der großen Anteile im mittleren und niedrigen Drehzahlbereich (vgl. Bild 87) und der dort resultierenden Mischreibung. In Bild 95 sind die Wirkungsgraddifferenzen zur Basisvariante dargestellt.

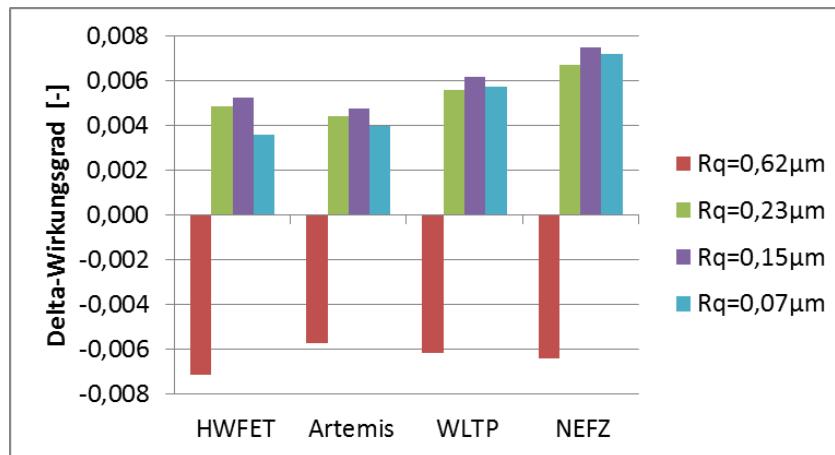


Bild 95: Delta-Wirkungsgrade relativ zur Basisvariante ($R_q=0,45\text{ }\mu\text{m}$), $T=100^\circ\text{C}$

Die größte Verbesserung wird im NEFZ erreicht, wiederum aufgrund der Anteile im unteren Drehzahlbereich, der HWFET-Zyklus zeigt geringere Verbesserungen da keine Anteile bei niedrigen Drehzahlen vorhanden sind. Bei hohen Geschwindigkeiten führt ein Reduzieren der Rauheit zu geringen Unterschieden, da sich der Reibwert bei dominierender Fluidreibung weniger stark ändert. Der WLTP-Zyklus besitzt große Anteile bei hohen Geschwindigkeiten, im Falle des Artemis-Zyklus dominieren diese Anteile, entsprechend nimmt das Verbesserungspotential von NEFZ über WLTP zu Artemis ab. Die größten Wirkungsgrade werden bei $R_q=0,15\text{ }\mu\text{m}$ erreicht. Bei weiterer Verringerung der Rauheit vermindern sich die Wirkungsgrade leicht, wie eingangs vermutet, resultiert das Ansteigen der Schmierfilmdicke in größeren Scherverlusten und damit ansteigenden Reibwerten. Dieser Effekt ist deutlich beim HWFET-Zyklus sichtbar.

Insgesamt ist festzuhalten, dass die Wirkungsgradänderungen bzw. das Verbesserungspotential für die Fahrzyklen qualitativ vergleichbar sind und die Optimierung des klassischen Schleifprozesses bereits Potential zur kostengünstigen Verbesserung des Wirkungsgrades besitzt.

7.3.3 Trade-Off Viskosität und Rauheit

Die Betrachtungen zur Verlustverteilung in Abhängigkeit der Fahrzyklen haben gezeigt, dass die Viskosität eine Schlüsselgröße für die Optimierung des Achsgetriebewirkungsgrades ist. Es besteht die Möglichkeit Schmierstoffe besserer Temperaturstabilität (höherer Viskositätsindex (VI)) zu verwenden und/oder die Viskosität zu senken. Der Einfluss der Viskosität auf den Radsatzwirkungsgrad ist mit der Oberflächenrauheit verknüpft, entsprechend soll exemplarisch eine Parameterstudie über Ölsumpftemperatur und Oberflächenrauheit für den Standardschmierstoff und einen Schmierstoff mit höherem Viskositätsindex durchgeführt werden. Mit Hilfe eines Oberflächendiagramms kann der gesamte Variationsbereich für verschiedene Fahr-

zyklen in einer Graphik dargestellt und die Sensitivität bewertet werden. Bei der Analyse können beliebig viele Fahrzyklen ohne Zeitverlust berücksichtigt werden, da die Berechnung auf Basis des Histogramms durchgeführt wird. Im Vergleich zur Längsdynamiksimulation bietet diese Vorgehensweise bei der Durchführung von Parameterstudien für verschiedene Fahrzyklen deutliche Zeiteinsparungen.

In Bild 96 sind die Berechnungsergebnisse für das Achsgetriebe mit der Basisauslegung NA1 dargestellt.

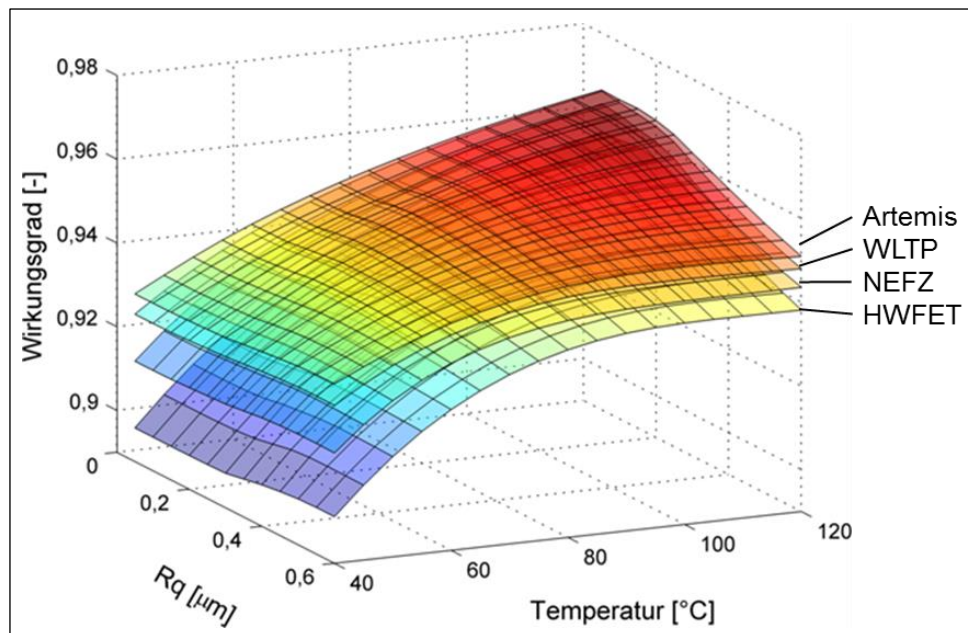


Bild 96: Achsgetriebe-Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Rauheit und Ölsumpftemperatur

Jede Oberfläche entspricht einem Fahrzyklus. Mit zunehmender Temperatur und damit verminderter Viskosität besteht zunächst bei allen Fahrzyklen die Tendenz zur Verbesserung des Wirkungsgrades. Im Falle des Artemis-Zyklus und des WLTP-Zyklus ist die Abhängigkeit bei geringen Rauheiten nahezu linear und wird mit zunehmender Rauheit nichtlinear. Der NEFZ und der HWFET-Zyklus zeigen aufgrund der größeren Anteile bei kleinen und mittleren Drehzahlen und der niedrigen Last eine nichtlineare Abhängigkeit. Bei höheren Temperaturen überkompensiert das Anwachsen der Radsatzverluste mit zunehmender Rauheit die Verringerung der Lagerverluste, entsprechend kommt es ab einer bestimmten Temperatur zu keiner weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades bei einer gegebenen Rauheit.

In Bild 97 ist der Vergleich zwischen dem Standardschmierstoff 75W90 (VI=160) und einem 75W85-Schmierstoff (VI=200) dargestellt, die Schmierstoffdaten sind in Anhang A.7 zusammengefasst.

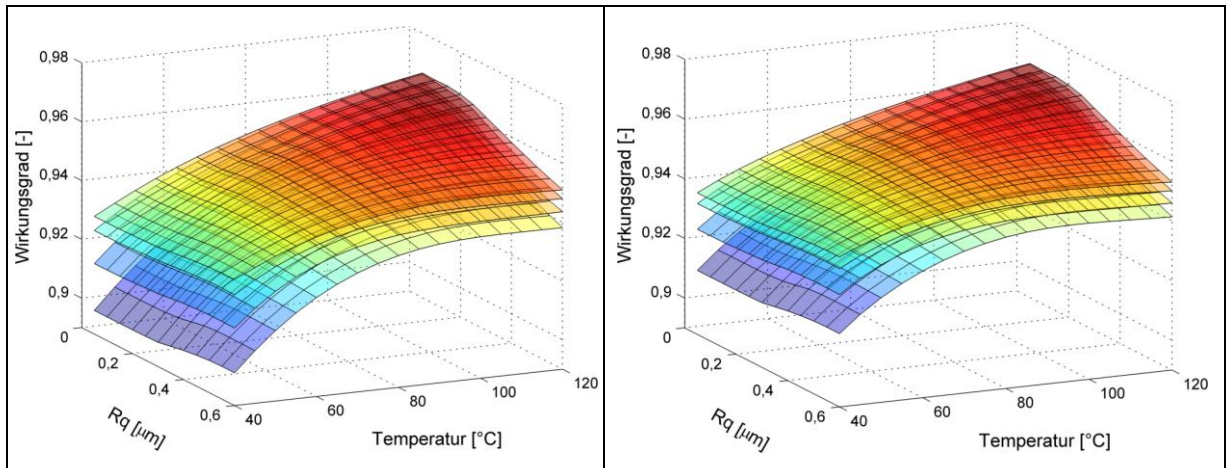


Bild 97: Achsgetriebe-Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Rauheit und Ölsumpftemperatur, links 75W90, rechts 75W85

Durch einen Vergleich der Diagramme können die Unterschiede schnell und komfortabel bewertet werden. Es ist ersichtlich, dass der Schmierstoff mit dem höheren Viskositätsindex vor allem bei niedrigen Temperaturen deutlich höhere Wirkungsgrade zeigt. Weiterhin kann der Darstellung entnommen werden, ab welcher Temperatur der Radsatz in Abhängigkeit der Rauheit in der Mischreibung arbeitet und sich Potential zur Wirkungsgradverbesserung durch eine Rauheitsreduzierung ergibt. Ferner ist der Darstellung die minimale Rauheit zu entnehmen bei der sich noch eine Verbesserung des Wirkungsgrades für eine gegebene Temperatur ergibt. Neben dem Wirkungsgrad besteht die Möglichkeit analog auch Schmierstofftraganteile und Schmierstofftemperaturen darzustellen. Dies ermöglicht Betrachtungen zu kritischen Fahrzyklen oder Einzelbetriebspunkten, welche Rückschlüsse auf den Verschleiß und die Festigkeit zulassen.

8 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit liefert einen Beitrag zur Berechnung der Verluste in Achsgetrieben. Der Fokus liegt hierbei auf der Modellierung der Reibverluste im Zahnkontakt und dem Einfluss konstruktiver Parameter bei der Auslegung der Radsätze. Dazu wurde ein thermo-elastohydrodynamisches Mischreibmodell entwickelt, das sich durch kurze Berechnungszeiten auszeichnet. Das entwickelte Modell wurde in dieser Arbeit als Instrument zur Erforschung der Einflüsse aller wichtigen Verzahnungsparameter auf den Wirkungsgrad von Hypoidverzahnungen herangezogen.

Zunächst wurde im einführenden Kapitel die spezifischen Besonderheiten von Hypoidverzahnungen, wie sie in Achsgetrieben Verwendung finden, behandelt und deren Relevanz in Bezug auf den Wirkungsgrad diskutiert. Der in der heutigen Zeit immer wichtiger werdende Wirkungsgrad von Einzelkomponenten und die Signifikanz von selbst sehr geringfügigen Verbesserungen für das Gesamtsystem Fahrzeugantriebsstrang wurden detailliert behandelt und leiteten zur Identifikation des Forschungsbedarfes auf diesem Gebiet hin.

Das dritte Kapitel dieser Arbeit ist der Entwicklung eines thermo-elastohydrodynamischen Mischreibmodelles beschrieben. Ausgehend vom Hertzschen Kontakt zweier allseitig gekrümmter Oberflächen werden die Komponenten von Flüssigkeitsreibung und Mischreibung identifiziert. Im Anschluss an die Diskussion der relevanten Schmierstoffeigenschaften des betreffenden Gleit-Wälz-Kontaktes wurde ein Berechnungsansatz zur Ermittlung der Kontakttemperaturen vorgestellt. Nachdem damit alle Komponenten zur Bestimmung des Reibwertes zur Verfügung standen wurde ein Programm in MATLAB erstellt und dessen Ablauf bzw. Funktion detailliert beschrieben.

Um das hydrodynamische Modell auf Hypoidverzahnungen anwenden zu können wurde das folgende Kapitel der Erarbeitung eines Verlustmodells gewidmet. Dieses Modell besteht aus folgenden Verlustkomponenten:

- Verzahnungsverluste
- Lagerverluste
- Dichtungsverluste
- Planschverluste

Die Komponente der Verzahnungsverluste, angewandt auf den Zahnkontakt von Hypoidradsätzen, war eine der Kernaufgaben dieser Arbeit. Auf Basis eines rechnerisch simulierten Abwälzens der theoretischen Flankenflächen wurden die Kontaktbedingungen mit ihren geometrischen und kinematischen Größen ermittelt. Aufgrund

der ebenfalls bekannten Normalenvektoren der Flankenoberflächen wurde die Berechnung der Kontaktkräfte durchgeführt. Der Flankenkontakt der Hypoidradsätze wurde als Abfolge von Scheibenkontakten modelliert. Die numerische Lösung des thermo-elastohydrodynamischen Mischreibmodelles liefert die Schmierfilmdicke, den Reibwert und die Kontakttemperaturen sowie die Lastaufteilung zwischen Oberflächenrauheiten und Schmierstoff. Den kinematischen Besonderheiten von Hypoidradsätzen wurde Rechnung getragen und der Einfluss des Längsgleitens in Form der Nutzung der gesamten Summengeschwindigkeit zur Schmierfilmdickenberechnung herangezogen. Um die Verzahnungsverluste entlang des Kontaktweges unter Berücksichtigung der sich ständig ändernden geometrischen und kinematischen Bedingungen zu erfassen, mussten die lokalen Verlustleistungen vom Beginn bis zum Ende des Flankenkontaktes integriert werden. Hierzu wurden zwanzig diskrete Eingriffsstellungen entlang des Kontaktweges herangezogen. Die Berechnung der weiteren Verlustkomponenten erfolgt mit Ansätzen aus der Literatur.

In Kapitel 5 dieser Arbeit ist der Aufbau eines Wirkungsgradprüfstandes beschrieben, der zur praktischen Untersuchung der Einflüsse wichtiger Verzahnungsparameter verwendet wurde. Der Prüfstand ist konzipiert um die Verhältnisse eines Achsgetriebes im Fahrzeug realistisch zu simulieren. Nach dem Einlauf wurden mit den verfügbaren Prüfgetrieben die Punkte eines Drehzahl-Drehmoment-Kennfeldes abgefahren um den Berechnungsansatz aus Kapitel 3 zu überprüfen. Die Vergleiche zwischen Messung und Berechnung auf der Basis vollständiger Kennfelder zeigten unter Berücksichtigung der Einlauf- und Montage-Einflüsse eine gute Übereinstimmung. Diese Validierung war die Voraussetzung für die nachfolgende theoretische Parameterstudie, deren Ziel die klare Darstellung von geringsten Wirkungsgradunterschieden ohne praktisch bedingte Störeinflüsse war. Desweiteren wurden Schleppmomentmessungen durchgeführt und die Temperaturabhängigkeit untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass das entwickelte Achsgetriebeverlustmodell die Gegebenheiten des Getriebes genau abbildet. Weiterhin unterstreicht die exakte Identifikation des Temperatureinflusses die Wiederholgenauigkeit und damit die Eignung des Prüfstandes zur Wirkungsgradbestimmung. Die Validierung des Achsgetriebeverlustmodells bildet eine solide Grundlage für die Einflussgrößenbewertung im Betriebsbereich in Kapitel 7.

In der theoretischen Parameterstudie des Kapitels 6 wurden alle üblichen Auslegungsparameter von Hypoidverzahnungen auf Basis einer Referenzauslegung in drei bis vier Parameterpunkten variiert. Anhand der Parametervariation wurden qualitative und quantitative Aussagen zum Einfluss der konstruktiven Parameter auf den Wirkungsgrad erarbeitet. In der Vergangenheit wurde der Einfluss einer Reihe von Verzahnungsgrößen auf den Wirkungsgrad deutlich überschätzt. Es konnte gezeigt werden, dass sich die Parameter Eingriffswinkel, Profilverschiebung und Zahnhöhe nur sehr gering auswirken bzw. keinerlei signifikanten Einfluss besitzen.

Dieser Zusammenhang war bislang nicht hinreichend bekannt und kann dazu genutzt werden, Verzahnungsoptimierungen ohne negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad durchzuführen. Längsballigkeit, Höhenballigkeit und Messerkopfdurchmesser zeigen Einflüsse im 0,1%-Bereich, was dem Verzahnungsingenieur erlaubt Wirkungsgradverbesserungen herbeizuführen. Da diese konstruktiven Maßnahmen ein durchaus attraktives Kosten-Nutzen-Verhältnis aufweisen, sind auch kleine Verbesserungen umsetzbar, die die Radsatzverluste um bis zu 10% reduzieren. Die Summe solch geringer Verbesserungen der Einzelkomponenten kann für den gesamten Antriebsstrang in signifikanten Verbesserungen resultieren. Große Einflüsse bis zu 1,2% zeigen sich bei der Variation des Achsversatzes, während bei Änderung des Spiralwinkels der Wirkungsgrad bis zu 0,4% variiert. Damit versetzen die Erkenntnisse dieses Kapitels den Verzahnungsingenieur in der Lage Wirkungsgradoptimierungen eines Hypoidradsatzes von über 1% zu realisieren. Da diese Erkenntnisse bisher nicht allgemein bekannt waren ist das hier aufgezeigte Optimierungspotential bei den heute industriell hergestellten Hypoidradsätzen nicht realisiert.

Um die Auswirkungen von Wirkungsgradveränderungen gesamtheitlich im Fahrzyklus beurteilen und einordnen zu können, schließt sich eine Einflussgrößenbewertung im Betriebsbereich den zuvor erarbeiteten Erkenntnissen an. Dazu wurde, mit Hilfe des in Kapitel 5 validierten Gesamtgetriebeverlustrmodells, eine kennfeldbasierte Untersuchungsmethode für die Konzeptphase entwickelt. In der vorliegenden Arbeit wurde erstmals eine systematische Betrachtung der Verlustanteile vorgenommen, in der Literatur finden sich kaum Untersuchungen dazu, da meist nur der Einfluss einzelner Optimierungsmaßnahmen untersucht bzw. bewertet wird. Zunächst wurde die Verlustaufteilung zwischen den Komponenten für verschiedene Fahrzyklen untersucht. Hier zeigte sich, dass die Anteile des Radsatzes aufgrund der geringen Drehmomentabhängigkeit nur gering zwischen den betrachteten Fahrzyklen variieren, während der Lageranteil durch die signifikante Lastabhängigkeit deutlicher variiert. Die Dichtungs- und Planschverluste sind bei heutigen Achsgetrieben von untergeordneter Bedeutung, mittelfristig, nach konstruktiver und tribologischer Optimierung von Radsatz und Lagern, dürften diese verstärkt Gegenstand von Optimierungsbemühungen sein. Die Betrachtung des Temperatureinflusses hat gezeigt, dass mit sinkender Temperatur die Lagerverluste deutlich steigen, während der Radsatzwirkungsgrad relativ stabil bleibt. Eine Haupteinflussgröße der Lagerverluste ist die Viskosität, die Viskositätsabsenkung ist eine effektive Maßnahme um den Achsgetriebewirkungsgrad zu verbessern. Entsprechend wurden neben den konstruktiven Parametern, auch die Schmierstoffviskosität und die Oberflächenrauheit variiert. Es wurde gezeigt, dass die Parameter sich in unterschiedlichen Fahrzyklen qualitativ gleich auswirken, jedoch Unterschiede in der Quantität bestehen. Im Fahrzyklus resultierte die Variation des Achsversatzes in Wirkungsgradänderungen von bis zu 1%, während bei Änderung des Spiralwinkels der Wirkungsgrad bis zu 0,2% variiert. Die Änderungen fallen damit im Fahrzyklus geringer als bei der Betrachtung des gesamten Betriebsbereiches (vgl. Kapitel 6) aus, da die größten Wirkungsgradunter-

schiede bei niedrigen Geschwindigkeiten auftreten. Die Kombination von Achsver-satz und Spiralwinkelveränderungen ermöglicht entsprechend signifikante Verbesserungen des Wirkungsgrades. Die dadurch reduzierten Überdeckungsgrade (und damit Lastverteilungen) können bei heutigen modernen Verzahnungssystemen mittels konjugierten Flankenzentren und progressiven Randballigkeiten weitgehend ausgeglichen werden. Durch Verringerung der Oberflächenrauheit sind Verbesserungen von bis zu 1% durch Einsatz zusätzlicher Prozesse wie Super-Finishing realisierbar. Durch Verbesserungen im klassischen Schleifprozess sind Verbesserungen von über 0,5% kostengünstig erzielbar. Desweiteren wurde eine Darstellung in Form eines Oberflächendiagramms entwickelt, die es ermöglicht den Einfluss der Schmierstoffviskosität und der Oberflächenrauheit des Radsatzes auf den Achsgetriebewirkungsgrad über dem gesamten Temperaturbereich für verschiedene Fahrzyklen gleichzeitig zu bewerten. Bei der Durchführung von Parameterstudien ermöglicht die Verwendung der kennfeldbasierten Untersuchungsmethode signifikante Zeiteinsparungen gegenüber einer Längsdynamiksimulation.

Zukünftig wird der Fokus auf die Kombination von Verzahnungs- und Tribologie Maßnahmen gerichtet sein um weitere Verbesserungen zu erreichen, es besteht demnach ein aktuelles Interesse die vorgestellten Herleitungen, Rechengänge und Untersuchungsergebnisse in der Praxis anzuwenden und weiterzuentwickeln. Das im Rahmen der Arbeit entwickelte Getriebeverlustrmodell bildet in Verbindung mit dem multivalent einsetzbaren TEM-Modell eine Grundlage für eine schrittweise Erweiterung, Anregungen dazu sind im folgenden Ausblick aufgeführt.

9 Ausblick

Für zukünftige Forschungsarbeiten zum Wirkungsgrad von Achsgetrieben werden folgende Schwerpunkte vorgeschlagen:

In der vorliegenden Arbeit wurde ausschließlich der Wirkungsgrad auf der Zugseite (Ritzel treibend) geschliffener Radsätze untersucht. Mit zunehmender Hybridisierung der Antriebsstränge ist der Rekuperationswirkungsgrad von Interesse, ergänzend sollten Untersuchungen zum Wirkungsgrad auf der Schubseite durchgeführt werden. Weiterhin sind Betrachtungen zu anderen Fertigungsverfahren wünschenswert um den Einfluss der Oberflächenstruktur und Ausrichtung zu untersuchen und die Übertragbarkeit sicherzustellen bzw. entsprechende Unterschiede zu identifizieren. Ansatzpunkte bieten die experimentellen Arbeiten von Xiao [97] und die Einflusszahlenrechnung nach Patir und Cheng [66].

Das Einlaufverhalten von vorgespannten Kegelrollenlagern sollte Gegenstand weiterer Untersuchungen sein. Eine Bewertung der verschiedenen Einflussgrößen wie konstruktiver Gegebenheiten, Montageverfahren und Setzverhalten kann im Rahmen einer systematischen Untersuchung erfolgen. Hierbei ist zu klären, welche Rolle thermische Effekte im Einlauf spielen und inwieweit eine Auslegung auf gleiche Vorspannungsverluste die Variation der Lagerverluste einschränken kann. Durch Reduzieren der Variation könnte der Flotten-Wirkungsgrad verbessert werden. In Verbindung mit einem kontaktbasierten Lagermodell (z.B. Houpert [35]) kann das TEM-Modell auch für Reibwertberechnung in Lagerkontakten herangezogen werden, dann könnte der Einfluss der Kontaktbedingungen und Materialparameter auf den Lagerwirkungsgrad untersucht und mit Hilfe experimenteller Untersuchungen validiert werden.

Die Erweiterung des entwickelten Getriebeverlustrmodelles zu einem transienten, thermischen Modell ist wünschenswert um den Temperatureinfluss im Fahrzyklus zu untersuchen. Die Ansätze für stationäre Getriebe aus ISO/TR 14179-2 [38] bieten einen guten Ausgangspunkt um die Wärmeabführung durch die verschiedenen Mechanismen zu berechnen. Eine anschließende Weiterentwicklung zu einem thermischen Netzwerk-Modell, wie von Gevigney [25] für den FZG-Prüfstand beschrieben, wäre wünschenswert um die Massentemperaturen der einzelnen Komponenten zu berechnen. Weiterhin sind Fahrzeug- und Prüfstandsversuche notwendig, um den Einfluss der Einbaubedingungen auf das Temperaturverhalten zu untersuchen.

Literaturverzeichnis

- [1] Auffahrt, K., von Petery, G. und Winkler, M., 2009. Tandemschrägkugellager als Innovation für Achsgetriebe. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*. 111, 4 (2009), 242–246.
- [2] Augsburg, K. und Stadtfeld, H.J., 2008. *Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Berechnung wirkungsgradoptimierter Verzahnungen für Fahrzeugantriebe*. Abschlußbericht. TU Ilmenau.
- [3] Barus, C., 1893. Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. *American Journal of Science*. 45, 266 (1893), 87–96.
- [4] Boness, R.J., 1989. Churning Losses of Discs and Gears Running Partially Submerged in Oil. *ASME PTGC Proceedings*. 1, (1989), 355–359.
- [5] Bos, J., 1995. *Frictional heating of tribological contacts*. Dissertation. Universität Twente.
- [6] Buckingham, E., 1949. *Analytical Mechanics of Gears*. McGraw-Hill.
- [7] Bundesministerium für Umwelt, und Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) hrsg., 2009. *Die EU-Verordnung zur Verminderung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen*.
- [8] Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) hrsg., 2012. *CO₂-Reduzierungspotenziale bei PKW bis 2020*.
- [9] Carslaw, H.S. und Jaeger, J.C., 1995. *Conduction of heat in solids*. Clarendon Press.
- [10] Changenet, C. und Velez, P., 2007. A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions-Preliminary Results. *Journal of mechanical design*. 129, 1 (2007), 128–133.
- [11] Chaomleffel, J.-P., Dalmaz, G. und Vergne, P., 2007. Experimental results and analytical film thickness predictions in EHD rolling point contacts. *Tribology International*. 40, 10–12 (2007), 1543–1552.
- [12] Cioc, C., 2004. *An elastohydrodynamic lubrication model for helicopter high-speed transmission components*. Dissertation. University of Toledo.
- [13] Coleman, W., 1975. Computing Efficiency for Bevel and Hypoid Gears. *Machine Design*. (1975).
- [14] Crook, A.W., 1961. The lubrication of rollers, Part III. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. 254, (1961), 237–258.

- [15] Doleschel, A., 2003. *Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff*. Dissertation. TU München.
- [16] Dowson, D., 1998. *History of Tribology*. Professional Engineering Publ.
- [17] Dowson, D. und Higginson, G.R., 1959. A numerical solution to the elastohydrodynamic problem. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1, 1 (1959), 6–15.
- [18] Dyson, A., Evans, H.P. und Snidle, R.W., 1989. Wildhaber-Novikov Circular Arc Gears: Some Properties of Relevance to Their Design. *Proc. R. Soc. London, Series A*. 425, 1869 (1989), 341–363.
- [19] Evans, C.R. und Johnson, K.L., 1986. The rheological properties of elastohydrodynamic lubricants. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*. 200, 53 (1986), 303–312.
- [20] Forsman, H., Andersson, P. und Bäckström, G., 1982. Thermal conductivity and heat capacity of n-heptane, n- and iso-propyl-alcohol at high pressure. *Physica B+C*. 114, 3 (1982), 287–294.
- [21] Fraser R., Shaw B, Palmer D. & Fish M., 2009. Optimizing Gear Geometry for Minimum Transmission Error, Mesh Friction Losses and Scuffing Risk Through Computer Aided Engineering. *AGMA FTM09* (Sep. 2009).
- [22] Freudenberg Simrit hrsg., 1989. *Standard-Katalog*.
- [23] Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG hrsg., 2007. *Technisches Handbuch*.
- [24] Gelinck, E.R.M., 1999. *Mixed lubrication of line contacts*. Universität Twente.
- [25] Gevigney, J.D. de, Changenet, C., Ville, F. und Velez, P., 2012. Thermal modelling of a back-to-back gearbox test machine: Application to the FZG test rig. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 226, 6 (2012), 501–515.
- [26] Gold, P.W., Schmidt, A., Dicke, H., Loos, J. und Assmann, C., 2001. Viscosity-pressure-temperature behaviour of mineral and synthetic oils. *Journal of Synthetic Lubrication*. 18, 1 (2001), 51–79.
- [27] Green, D.A., Selby, K., Mainwaring, R. und Herrera, R., 2011. The Effect of Engine, Axle and Transmission Lubricant, and Operating Conditions on Heavy Duty Diesel Fuel Economy: Part 1: Measurements. *SAE Technical Paper #2011-01-2129*. (2011).
- [28] Greenwood, J.A. und Tripp, J.H., 1970. The contact of two nominally flat rough surfaces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 185, (1970), 625–634.

- [29] Greenwood, J.A. und Williamson, J.B.P., 1966. Contact of Nominally Flat Surfaces. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. 295, 1442 (1966), 300–319.
- [30] Grubin, A.N., 1949. Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces. *Investigation of the Contact of Machine Components*. D.S.I.R. Translation 337, (1949), 115–166.
- [31] Hamrock, B.J., Schmid, S.R. und Jacobson, B.O., 2004. *Fundamentals of fluid film lubrication*. Marcel Dekker.
- [32] Handschuh, R.F. und Kicher, T.P., 1996. A Method for Thermal Analysis of Spiral Bevel Gears. *Journal of Mechanical Design*. 118, 4 (1996).
- [33] Hertz, H., 1882. Ueber die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*. 92, (1882), 156–171.
- [34] Hirst, W. und Moore, A.J., 1974. Non-Newtonian behaviour in elastohydrodynamic lubrication. *Proceedings of the Royal Society of London. A*. 337, (1974), 101–121.
- [35] Houpert, L., 2002. Ball Bearing and Tapered Roller Bearing Torque: Analytical, Numerical and Experimental Results. *Tribology Transactions*. 45, 3 (2002), 345–353.
- [36] Hsu, C.-H. und Lee, R.-T., 1994. An Efficient Algorithm for Thermal Elastohydrodynamic Lubrication Under Rolling/Sliding Line Contacts. *Journal of Tribology*. 116, 4 (1994), 762–769.
- [37] ISO, 2000. *ISO/TR 13989-1; Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears -- Part 1: Flash temperature method*.
- [38] ISO, 2001. *ISO/TR 14179-2; Gears - Thermal capacity - Part 2: Thermal load-carrying capacity*.
- [39] Johnson, K.L., 1985. *Contact mechanics*. Cambridge University Press.
- [40] Johnson, K.L., Greenwood, J.A. und Poon, S.Y., 1972. A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication. *Wear*. 19, 1 (1972), 91–108.
- [41] Johnson, K.L. und Tevaarwerk, J.L., 1977. Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*. 356, (1977), 215 –236.
- [42] Jung, M., 2008. *Konstruktion einer Vorrichtung die den Einbau von Kegelrollenlagern in ein Getriebegehäuse unter einer definierten Vorspannkraft ermöglicht*. Projektarbeit. BGI Automotive GmbH.

- [43] Killian, M.L., 2010. *Efficiency Improvement through Reduction in Friction and Wear in Powertrain Systems*. Final Report DE-FC26-04NT42263. Eaton Innovation Center.
- [44] Kolekar, A.S., Olver, A.V., Sworski, A.E. und Lockwood, F.E., 2013. The efficiency of a hypoid axle—a thermally coupled lubrication model. *Tribology International*. 59, (März. 2013), 203–209.
- [45] Kolivand, M., 2009. *Development of Tooth Contact and Mechanical Efficiency Models for Face-Milled and Face-Hobbed Hypoid and Spiral Bevel Gears*. Dissertation. Ohio State University.
- [46] Körner, M., 2009. *Längsdynamikmodell zur Optimierung der Energieeffizienz von PKW*. Bachelorarbeit. TU Ilmenau.
- [47] Lauster, E. und Boos, M., 1983. Zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge. *VDI-Berichte*. 488, (1983), 45–55.
- [48] Li, S., 2009. *Lubrication and contact fatigue models for roller and gear contacts*. Dissertation. Ohio State University.
- [49] Lisowsky, B., 2006. *Efficiency Improvement through Reduction in Friction and Wear in Powertrain Systems*. Eaton Innovation Center.
- [50] Li, S., Vaidyanathan, A., Harianto, J. und Kahraman, A., 2009. Influence of Design Parameters on Mechanical Power Losses of Helical Gear Pairs. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*. 3, 2 (2009), 146–158.
- [51] Liu, Q., 2002. *Friction in mixed and elastohydrodynamic lubricated contacts including thermal effects*. Dissertation. Universität Twente.
- [52] Lubrecht, A.A., 1987. *The numerical solution of the elastohydrodynamically lubricated line- and point contact problem, using multigrid techniques*. Dissertation. Universität Twente.
- [53] Maelger, H., 2007. Small Molecules with Mayor Impact: Contribution of Transmission Oil Additives to Emission Reduction. (Berlin, 2007).
- [54] Markho, P.H., 1987. Highly Accurate Formulas for Rapid Calculation of the Key Geometrical Parameters of Elliptic Hertzian Contacts. *Journal of Tribology*. 109, 4 (1987), 640–647.
- [55] Martini, A., Zhu, D. und Wang, Q., 2007. Friction Reduction in Mixed Lubrication. *Tribology Letters*. 28, 2 (2007), 139–147.

- [56] Matsuyama, H., Dodoro, H., Ogino, H., Ohshima, H., Chiba, H. und Toda, H., 2005. Development of Super-low-friction Torque Technology for Tapered Roller bearing. *Koyo/JKEKT Engineering Journal*. 167E, (2005), 22–28.
- [57] Matsuyama, H., Kawaguchi, K. und Ogino, H., 2010. Super-low-friction Torque Technology of Tapered Roller Bearings for Reduction of Environmental Burdens. *Koyo/JTEKT Engineering Journal*. 1007E, (2010).
- [58] Mauz, W., 1987. *Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s*. Dissertation. IMK Universität Stuttgart.
- [59] Mohammadpour, M., Theodossiades, S., Rahnejat, H. und Kelly, P., 2014. Transmission efficiency and noise, vibration and harshness refinement of differential hypoid gear pairs. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 228, 1 (März. 2014), 19–33.
- [60] Naruse, C., Haizuka, S. und Nemoto, R., 1984. Studies on limiting load for scoring and frictional loss of hypoid gears of Klingelnberg type. *Bulletin of the JSME*. 27, 231 (1984), 2053–2060.
- [61] Niemann, G. und Winter, H., 2003. *Maschinenelemente, Band 2*. Springer.
- [62] Niemann, G. und Winter, H., 1986. *Maschinenelemente, Band 3*. Springer.
- [63] Nijenbanning, G., Venner, C.H. und Moes, H., 1994. Film thickness in elastohydrodynamically lubricated elliptic contacts. *Wear*. 176, 2 (1994), 217–229.
- [64] Olver, A.V. und Spikes, H.A., 1998. Prediction of traction in elastohydrodynamic lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 212, 5 (1998), 321–332.
- [65] Palmgren, A., 1957. *Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern*. SKF Kugellagerfabriken GmbH.
- [66] Patir, N. und Cheng, H.S., 1978. An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*. 100, 1 (Jan. 1978), 12–17.
- [67] Paul, M., Domian, H.J. und Mohr, M., 2007. Challenge CO2-reduction - Opportunities based on optimized drivelines. (Berlin, 2007).
- [68] Plote, H., 1997. *Zur Berechnung thermo-elasto-hydrodynamischer Kontakte*. Dissertation. TU Clausthal.
- [69] Pu, W., Wang, J., Yang, R. und Zhu, D., 2015. Mixed Elastohydrodynamic Lubrication With Three-Dimensional Machined Roughness in Spiral Bevel and Hypoid Gears. *Journal of Tribology*. 137, 4 (Okt. 2015), 041503–041503.

- [70] Rooij, M.B. de, 1998. *Tribological aspects of unlubricated deepdrawing processes*. Dissertation. Universität Twente.
- [71] Ruhl, C., 2001. *Ein Beitrag zur Wirkungsweise von Radialwellendichtungen unter Berücksichtigung von rauheitsinduzierter Hydrodynamik und radialen Verlagerungen der Gegenlauffläche*. VDI-Verlag.
- [72] Schaeffler KG, 2008. *Wälzlager-Katalog HR1*.
- [73] Schlenk, L., 1995. *Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern*. Dissertation. TU München.
- [74] Schouten, M.J.W. und Van Leeuwen, H.J., 1995. Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen. *VDI-Berichte*. 1207, (1995), 1–47.
- [75] Simon, V., 1981. Elastohydrodynamic Lubrication of Hypoid Gears. *Journal of Mechanical Design*. 103, 1 (1981).
- [76] Simon, V., 2007. Influence of Misalignments on EHD Lubrication in Hypoid Gears. *ASME Conference Proceedings*. 48086 (2007), 671–680.
- [77] SKF GmbH, 2004. *SKF-Hauptkatalog 6000 G*.
- [78] Spindler, D. und von Petery, G., 2003. *Angular Contact Ball Bearings for a Rear Axle Differential*. SAE Technical Report 2003-01-3743.
- [79] Stadtfeld, H.J., 2012. *Gleason Kegelradtechnologie : Mathematische Grundlagen und modernste Herstellungsverfahren für Winkelgetriebe*. expert-Verlag.
- [80] Stadtfeld, H.J., 1993. *Handbook of bevel and hypoid gears : calculation, manufacturing and optimization*. Rochester Institute of Technology.
- [81] Stadtfeld, H.J., 2011. Tribology Aspects in Angular Transmission Systems Part VII: Hypoid Gears. *Gear Technology*. 28, 4 (2011), 66–72.
- [82] Stadtfeld, H.J. und Augsburg, K., 2005. *Analytische und experimentelle Grundlagenuntersuchungen zu optimierten Verzahnungen für Fahrzeugantriebe*. Abschlußbericht. TU Ilmenau.
- [83] Stribeck, R., 1902. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. *VDI Zeitschrift*. Springer-VDI-Verlag, 46 (1902), 1341–1348.
- [84] Tanaka, N., 2001. A New Calculation Method of Hertz Elliptical Contact Pressure. *Journal of Tribology*. 123, 4 (2001), 887–889.
- [85] Taylor, R., Selby, K., Herrera, R. und Green, D.A., 2011. The Effect of Engine, Axle and Transmission Lubricant, and Operating Conditions on Heavy Duty Diesel Fuel Economy: Part 2: Predictions. *SAE Technical Paper #2011-01-2130*. (2011).

- [86] Terekhov, A.S., 1975. Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion. *Vestnik Mashinostroeniya*. 55, 5 (1975), 13–15.
- [87] Timken, 2008. *Katalog Kegelrollenlager*.
- [88] Venner, C.H., 1991. *Multilevel solution of the EHL line and point contact problems*. Dissertation. Universität Twente.
- [89] Wallentowitz, H. und Freialdenhoven, A., 2011. *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges Technologien, Märkte und Implikationen*. Vieweg+Teubner.
- [90] Wallinger, M., 1983. *Zur Berechnung von Schmierfilmdicke und Reibung in Evolventenverzahnungen mittels der Elastohydrodynamischen Theorie*. Dissertation. TU Clausthal.
- [91] Wech, L., 1987. *Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben*. Dissertation. TU München.
- [92] Whitehouse, D.J. und Archard, J.F., 1970. The Properties of Random Surfaces of Significance in their Contact. *Proceedings of the Royal Society of London. A*. 316, 1524 (1970), 97 –121.
- [93] Wiersch, P., 2004. *Berechnung thermo-elastohydrodynamischer Kontakte bei Mischreibung*. Dissertation. TU Clausthal.
- [94] Wimmer, A.J., 2006. *Lastverluste von Stirnradverzahnungen konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie*. Dissertation. TU München.
- [95] Winkelmann, L., El Saeed, O. und Bell, M., 2007. The Capacity of Superfinished Vehicle Components to Increase Fuel Economy. *ASME Conference Proceedings*. 2007, 48086 (2007), 733–746.
- [96] Winkelmann, L., Holland, J. und Nanning, R., 2004. Superfinishing motor vehicle ring and pinion gears. (Alexandria, Va., 2004).
- [97] Xiao, L., Rosen, B.-G. und Amini, N., 2004. Surface lay effect on rough friction in roller contact. *Wear*. 257, 12 (Dez. 2004), 1301–1307.
- [98] Xu, H., 2005. *Development of a generalized mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs*. Dissertation. Ohio State University.

Im Rahmen der Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik betreute Studien-, Projekt-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten, die mit der Thematik der Arbeit im Zusammenhang stehen:

- | | |
|----------------------|---|
| Höpping, Kristian | Entwicklung eines thermischen Mischreibmodells für Stirnrad-sätze von Fahrzeuggetrieben, Diplomarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2010. |
| Höpping, Marc | Untersuchungen zum Einlaufverhalten von Achsgetrieben, Diplomarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2010. |
| Körner, Matthias | Längsdynamikmodell zur Optimierung der Energieeffizienz von PKW, Bachelorarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2009. |
| Machalett, Christian | Bestimmung der Verluste von Achsgetriebekomponenten, Bachelorarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2009. |

Anhang

A.1 Berechnung der Hertzschen Pressung bei elliptischen Kontakten

Die Bestimmung der elliptischen Integrale kann mit Hilfe von tabellierten Werten [33, 39] oder Approximationen [84] bzw. iterativ [18] erfolgen. In der Arbeit wird die Näherungslösung nach Markho [54] verwendet. Das Achsenverhältnis κ wird mit Hilfe des Verhältnisses der Ersatzkrümmungen $\gamma_* = R_y/R_x$ bestimmt:

$$\kappa = \gamma_*^{0,6268} \cdot (1 + 0,0632 \cdot \sin(0,6315 \cdot \log \gamma_*)) \quad (\text{A.1})$$

Die elliptischen Integrale berechnen sich zu:

$$\mathcal{F} = \left(\frac{\pi}{2} + 0,5674 \cdot \log \kappa \right)^{1,0277} \cdot (1 - 0,0036 \cdot \sin(1,9 \cdot \log \gamma_*))^{0,8267} \quad (\text{A.2})$$

$$\mathcal{E} = \left(1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \cdot \gamma_*^{-1,0238} \right) \cdot (1 + 0,0486 \cdot \gamma_*^{-1,3358} \cdot 1,3358 \cdot \log \gamma_*^{-1,099}) \quad (\text{A.3})$$

A.2 Skizze zur Berechnung der Planschverluste

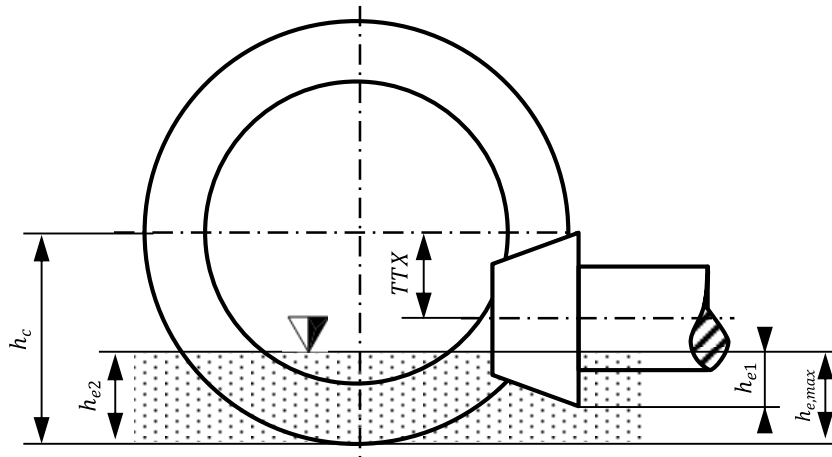


Bild A1: Größen zur Berechnung der Planschverluste nach DIN ISO TR14179-2 [38]

A.3 Berechnung der Lagerverlustanteile nach SKF [77]

Das Rollreibungsmoment M_{rr} bestimmt sich aus einem konstruktions- und lastabhängigen Rollreibgrundwert, der Drehzahl und der kinematischen Viskosität bei Betriebstemperatur:

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (\text{A.4})$$

Der Rollreibgrundbeiwert G_{rr} ergibt sich zu:

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{2,38} \cdot (F_r + R_2 \cdot Y \cdot F_a)^{0,31} \quad (\text{A.5})$$

Das Gleitreibungsmoment M_{sl} wird analog aus einem Gleitreibgrundbeiwert und der Gleitreibungszahl berechnet:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (\text{A.6})$$

Bei ausreichend tragfähigem Schmierfilm in der Kontaktzone wird bei Kegelrollenlagern $\mu_{sl} = 0,002$ gesetzt. Der Gleitreibgrundbeiwert G_{sl} ergibt sich zu:

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{0,82} \cdot (F_r + S_2 \cdot Y \cdot F_a) \quad (\text{A.7})$$

Das Dichtungsreibungsmoment M_{seal} wird in Abhängigkeit des Lagers und des Laufflächendurchmessers bestimmt und bezieht sich auf beidseitig abgedichtete Lager:

$$M_{seal} = K_{S1} \cdot d_D^\beta + K_{S2} \quad (\text{A.8})$$

Da keine abgedichteten Lager verwendet werden wird das Dichtungsreibungsmoment null gesetzt und für die verbauten Wellendichtringe in Kapitel 4.3 berechnet.

Die Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste bei Ölbadschmierung werden durch das Reibmoment M_{drag} berücksichtigt:

$$M_{drag} = V_m \cdot K_{roll} \cdot B \cdot d_m^4 \cdot n^2 \quad (\text{A.9})$$

Dabei ist K_{roll} ein Beiwert der in Abhängigkeit der Lagerart und der Durchmesser bestimmt wird:

$$K_{roll} = \frac{K_L \cdot K_Z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12} \quad (\text{A.10})$$

Bei Kegelrollenlagern werden $K_L = 0,7$ und $K_Z = 6$ gesetzt. Die Ölbadwiderstandsvariable V_m beschreibt die Abhängigkeit der Strömungs- und Planschverluste von der Eintauchtiefe. Der Ölstand wird dazu in Relation zum mittleren Lagerdurchmesser gesetzt und die Ölbadwiderstandsvariable entsprechend Diagramm in Bild A2 bestimmt.

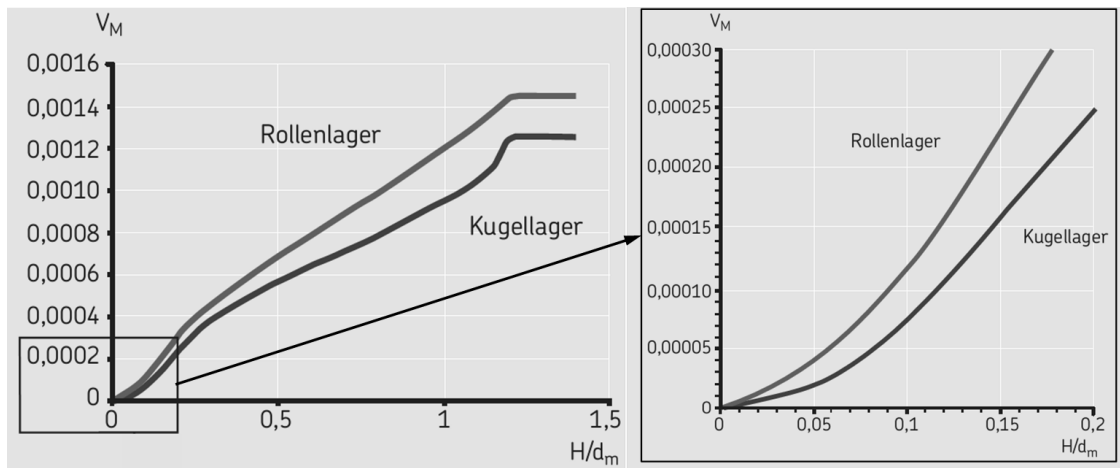


Bild A2: Ölbadwiderstandsvariable V_m über der relativen Eintauchtiefe H/d_m [77]

Das SKF-Verfahren ermöglicht weiterhin die Schmierfilmdickenreduktion und die damit verbundene Verringerung der Reibung sowie die Verdrängung überschüssigen Schmierstoffes aus der Wälzkontaktzone zu berücksichtigen. Diese Einflüsse werden durch den Schmierfilmdickenfaktor ϕ_{ish} und den Schmierstoffverdrängungsfaktor ϕ_{rs} beschrieben. Beide Faktoren reduzieren das Rollreibungsmoment M_{rr} und damit das Gesamtlagerreibungsmoment M_L :

$$M_L = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (\text{A.11})$$

Der Schmierfilmdickenfaktor ϕ_{ish} wird mit Hilfe der Geschwindigkeit $n \cdot d_m$ und der kinematischen Viskosität bei Betriebstemperatur bestimmt:

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (\text{A.12})$$

Die Verringerung des Rollreibungsmomentes durch „kinematische Verdrängung“ wird durch den Schmierstoffverdrängungsfaktor beschrieben:

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot v \cdot n \cdot (d+D) \cdot \sqrt{K_z/2 \cdot (D-d)}}} \quad (\text{A.13})$$

Bei Kegelrollenlagern und Tauchschmierung werden $K_{rs} = 3 \cdot 10^{-8}$ und $K_z = 6$ gesetzt.

Die Betrachtung von Grenzschmierbedingungen bzw. Mischreibung erfolgt durch Einführen eines Grenzschmier-Gewichtungsfaktors ϕ_{bl} mit dessen Hilfe sich die Stribeck-Kurve annähern lässt. Der Gleitreibwert μ_{sl} setzt sich entsprechend aus einem Anteil Festkörper- bzw. Grenzreibung und einem Anteil hydrodynamischer Reibung zusammen:

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (\text{A.14})$$

Der Gewichtungsfaktor ϕ_{bl} (Anteil der Grenzreibung) wird aus Drehzahl, mittlerem Durchmesser und kinematischer Viskosität berechnet:

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (\text{A.15})$$

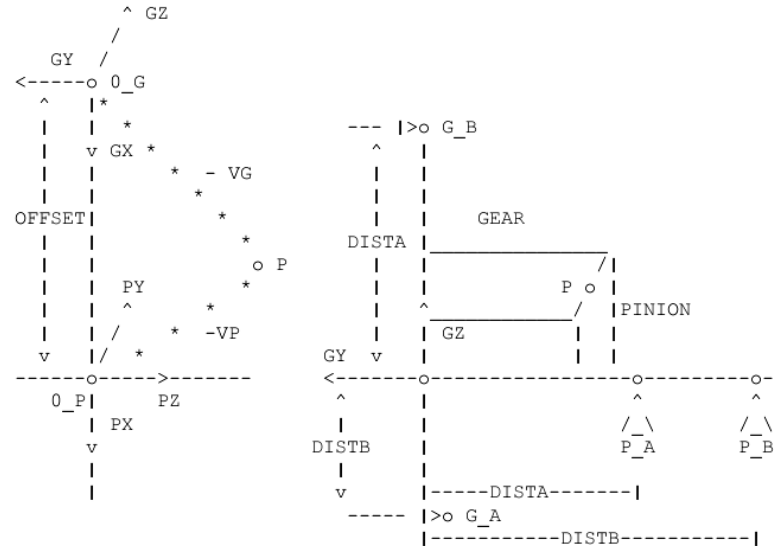
A.4 Geometrische Größen zur Berechnung der Lagerkräfte

B G I - Automotive GmbH & Co KG Rennbahn 25, D-99817 Eisenach
 BEARING POWER LOSS CALCULATION SHEET No.
 B1344NA1 Para

COORDINATE SYSTEMS:

X-Y-PLANE

Z-Y-PLANE



P : LOAD APPLICATION POINT (LAP) / P_A, P_B: PINION BEARINGS
 O_P: CROSSING POINT PINION AXIS / G_A, G_B: RING GEAR BEARINGS
 O_G: CROSSING POINT GEAR AXIS / GX/PX : GEAR/PINION X-AXIS
 VP : POSITION VECTOR PINION LAP / GY/PY : GEAR/PINION Y-AXIS
 VG : POSITION VECTOR RING GEAR LAP / GZ/PZ : GEAR/PINION Z-AXIS

LOAD APPLICATION POINT [mm]

	X	Y	Z
COAST	-8.4	31.5	76.5
DRIVE	-7.7	33.2	76.2

BEARING DATA PINION SHAFT

	BEARING A	BEARING B
O-ARRANGEMENT PRE LOAD	5000.00 N	
DISTANCE TO LOAD CENTER A. [mm]	24.40	23.00
PRESSURE ANGLE. E55	.54
BEARING WIDTH. B. [mm]	29.37	29.37
MEAN BEARING DIAMETER. DM. [mm]	61.52	52.39
SEALRING DIAMETER. . . DS. [mm]	43.13	.00
DISTANCE TO CROSSING POINT. [mm]	116.00	178.00

BEARING DATA GEAR SHAFT

	BEARING A	BEARING B
X-ARRANGEMENT PRE LOAD	5000.00 N	
DISTANCE TO LOAD CENTER A. [mm]	18.30	18.30
PRESSURE ANGLE. E40	.40
BEARING WIDTH. B. [mm]	20.75	20.75
MEAN BEARING DIAMETER. DM. [mm]	65.00	65.00
SEALRING DIAMETER. . . DS. [mm]	41.90	41.90
DISTANCE TO CROSSING POINT. [mm]	-52.00	108.00

PINION SHAFT DRIVE SIDE

	BEARING A	BEARING B
RADIAL / AXIAL LOAD BEARING. . . A . . [N]	4341.4	9328.8
RADIAL / AXIAL LOAD BEARING. . . B . . [N]	1864.5	5592.1

GEAR SHAFT DRIVE SIDE

	BEARING A	BEARING B
RADIAL / AXIAL LOAD BEARING. . . A . . [N]	2735.4	5868.7
RADIAL / AXIAL LOAD BEARING. . . B . . [N]	2442.2	8481.5

Bild A3: Lageranordnung und Berechnung der Lagerkräfte [2]

A.5 Verzahnungsdaten der Basisauslegung

B G I - Automotive GmbH & Co KG Rennbahn 25, D-99817 Eisenach				VERSION: 1.0		03-19-09		13:23:50	
HYPOID & SPIRAL BEVEL GEAR DIMENSIONS				No. B1344NA1		Para			
				PINION	GEAR				
NUMBER OF TEETH.				13	44				
PART NUMBER.				B1344NA1	Para				
FACE MODULE.					4.339				
NORMAL MODULE AT CENTER. . . .					3.329				
FACE WIDTH				36.85	31.87				
PINION OFFSET.				BC					
PRESSURE ANGLE - PIN CONCAVE				30.00					
PRESSURE ANGLE - PIN CONVEX.				17.73					
LIMIT PRESSURE ANGLE				22.27					
SHAFT ANGLE.				-2.27					
TRANSVERSE CONTACT RATIO . .				90.00					
FACE CONTACT RATIO				1.166					
MODIFIED CONTACT RATIO				2.759					
OUTER CONE DISTANCE.				2.996					
MEAN CONE DISTANCE.				95.50	105.30				
PITCH DIAMETER				77.08	89.37				
ADDENDUM				190.94					
DEDENDUM - THEORETICAL				6.41	1.69				
WORKING DEPTH.				2.79	7.57				
WHOLE DEPTH.				8.10	8.10				
OUTSIDE DIAMETER				9.20	9.26				
FACE ANGLE JUNCTION DIAMETER				88.22	192.36				
CUTTER RADIUS.				2.500 "	2.500 "				
SYM. RACK GEAR POINT WIDTH . .				2.73					
CALC. GEAR FINISH. PT. WIDTH				2.03					
GEAR FINISHING POINT WIDTH . .				1.87					
PINION ROUGHING POINT WIDTH. .				- .40					
OUTER SLOT WIDTH				2.00	2.03				
MEAN SLOT WIDTH.				2.00	2.03				
INNER SLOT WIDTH				2.00	2.03				
FINISHING CUTTER BLADE POINT				1.83					
STOCK ALLOWANCE.23					
MAX. RADIUS - CUTTER BLADES . .				1.42	1.44				
MAX. RADIUS - MUTILATION . . .				1.40	1.46				
MAX. RADIUS - INTERFERENCE . .				1.52	1.46				
CUTTER EDGE RADIUS89	1.27				
CUTTER BLADES REQUIRED				STD DEPTH	STD DEPTH				
DUPLEX SUM OF DEDENDUM ANG . .									
MAX. NO. OF BLADES IN CUTTER .				22	22				
RATIO OF INVOLUTE/OUTER CONE .					1.017				
RATIO OF INVOLUTE/MEAN CONE .					1.199				
GEAR ANGULAR FACE - CONCAVE . .					30.735				
GEAR ANGULAR FACE - CONVEX . .					31.590				
GEAR ANGULAR FACE - TOTAL. . .					31.884				
ALL DIMENSIONS ARE METRIC UNLESS OTHERWISE SPECIFIED									
NUMBER OF BLADE GROUPS				11	11				
EFFECTIVE CUTTER RADIUS.				2.487 "	2.500 "				
SLOT WIDTH PCT FOR BLADE PT. . .				99.00	91.81				

Bild A4: Verzahnungsdaten der Basisauslegung NA1 [2]

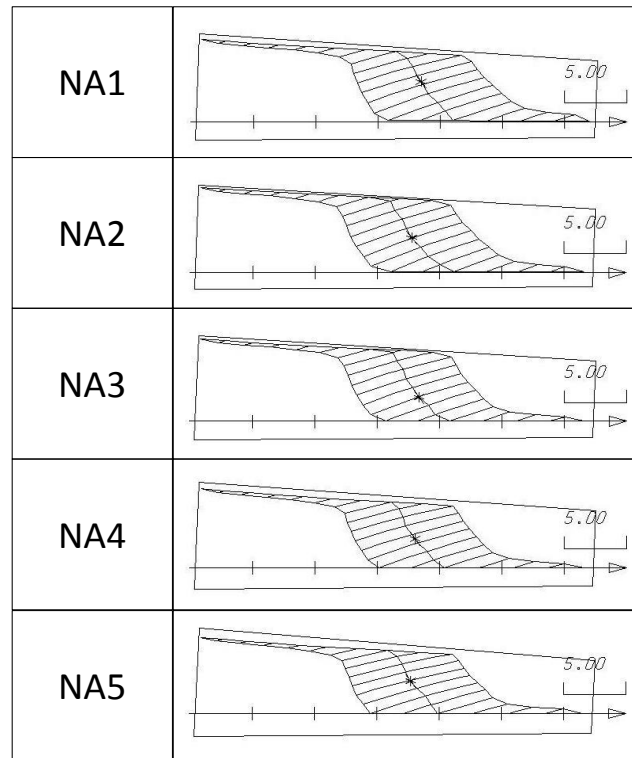
A.6 Zahnkontaktanalysen Parameterstudie

Bild A5: Zahnkontaktanalysen Eingriffswinkelstudie (Einzeleingriff)

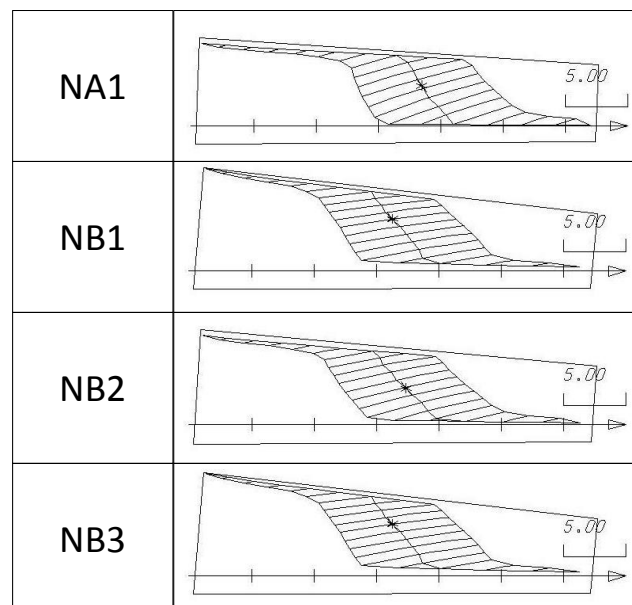


Bild A6: Zahnkontaktanalysen Spiralwinkelstudie (Einzeleingriff)

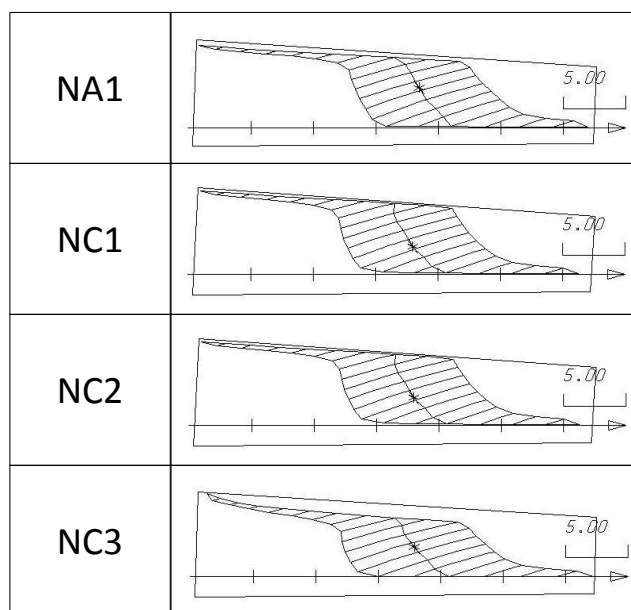


Bild A7: Zahnkontaktanalysen Profilverschiebungsstudie (Einzeleingriff)

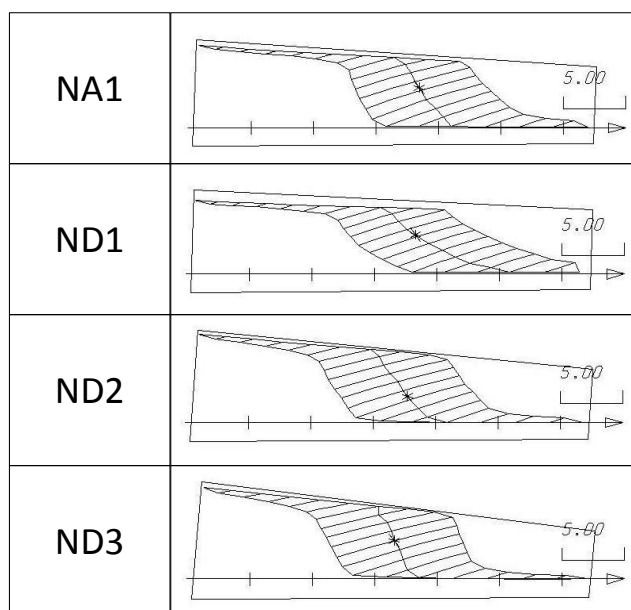


Bild A8: Zahnkontaktanalysen Messerkopfradiusstudie (Einzeleingriff)

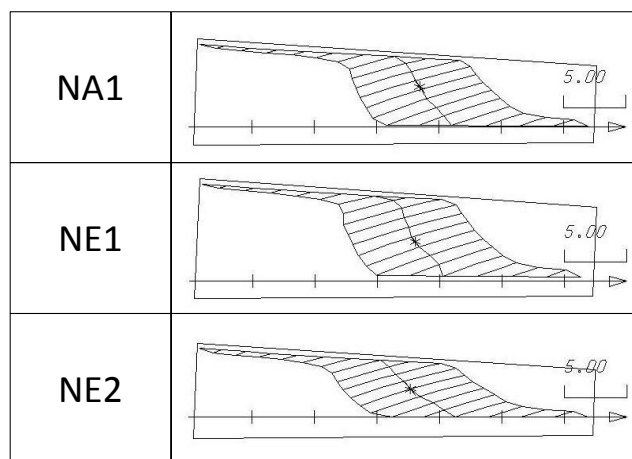


Bild A9: Zahnkontaktanalysen Zahnhöhenstudie (Einzeleingriff)

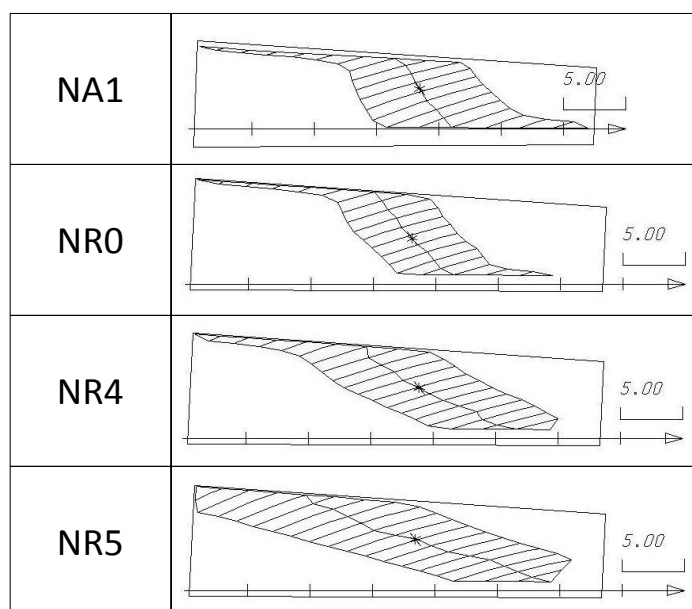


Bild A10: Zahnkontaktanalysen Längsballigkeitsstudie (Einzeleingriff)

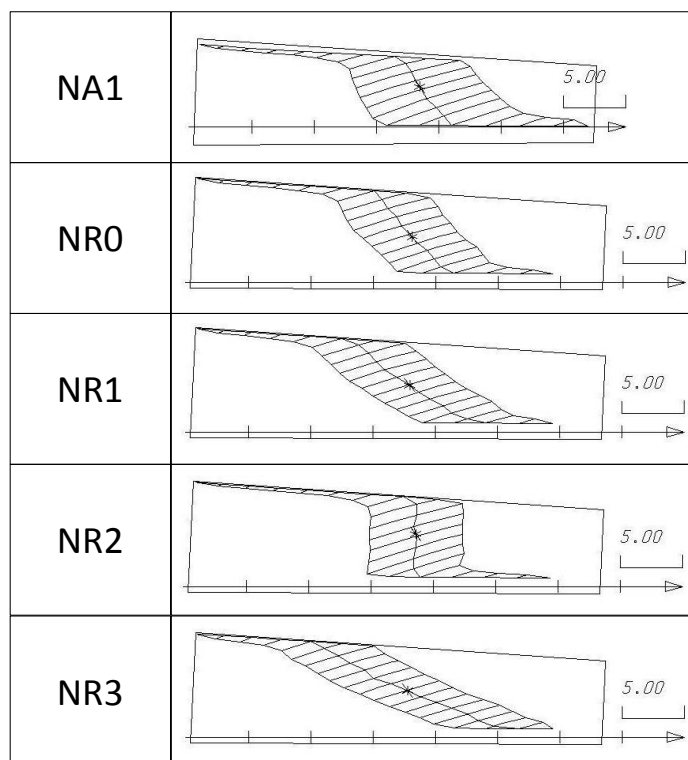


Bild A11: Zahnkontaktanalysen Höhenballigkeitsstudie (Einzeleingriff)

A.7 Schmierstoff- und Materialdaten

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	75W90	75W85
Kin. Viskosität 40°C	ν_{40}	[mm ² /s]	103,7	60,4
Kin. Viskosität 100°C	ν_{100}	[mm ² /s]	15,7	12,0
Viskositätsindex	VI	[-]	160	200
Dichte 15°C	ρ_{15}	[kg/m ³]	858	860
Temperatur-Dichte-Koeffizient	γ_ρ	[1/K]	0,77	0,77
Dynamische Viskosität	η_0	[Pas]	$5,90 \cdot 10^{-5}$	$7,03 \cdot 10^{-5}$
Viskositätsparameter Vogel	B	[°C]	1205,5	1160,2
Viskositätsparameter Vogel	C	[°C]	-125,3	-136,3
Druckparameter Gold	a_1	[bar]	$4,929 \cdot 10^2$	
Druckparameter Gold	a_2	[bar/°C]	3,901	
Druckparameter Gold	b_1	[-]	$2,479 \cdot 10^{-2}$	
Druckparameter Gold	b_2	[1/°C]	$2,354 \cdot 10^{-4}$	
Eyring-Scherspannung	τ_E	[MPa]	8,0	
Wärmeleitfähigkeit	λ_{f0}	[W/mK]	0,14	

Tabelle A1: Schmierstoffdaten

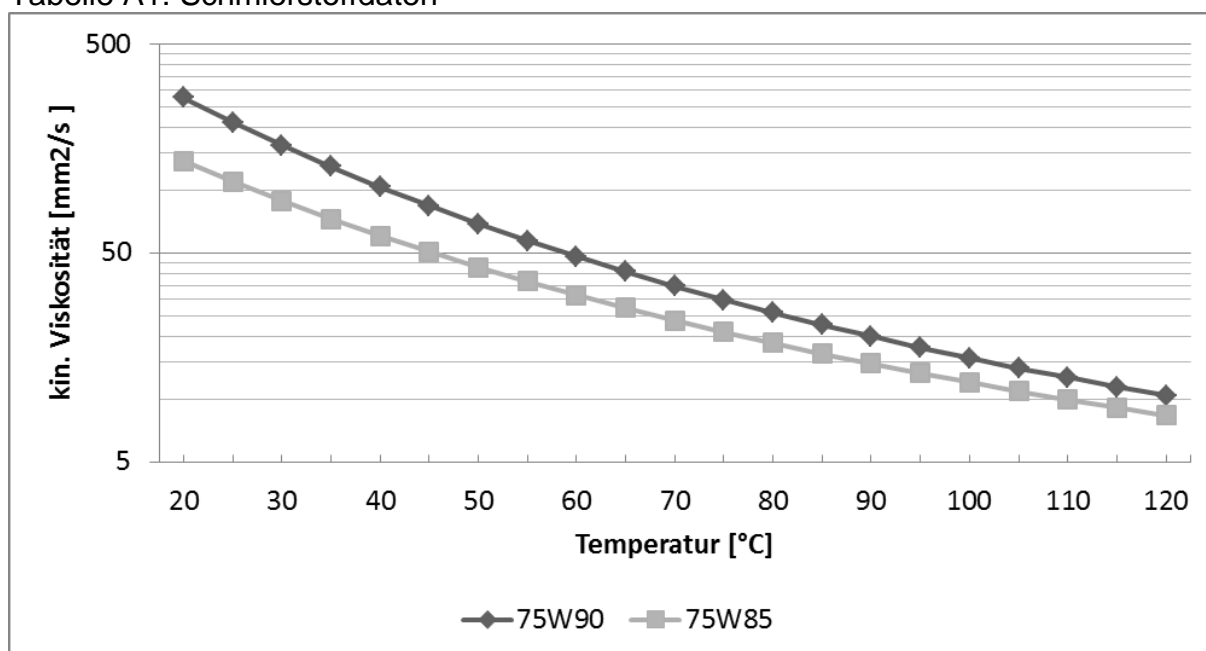


Bild A12: Abhängigkeit der kinematischen Viskosität von der Temperatur

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	16MnCr5
Querkontraktionszahl	ν	[-]	0,3
Elastizitätsmodul	E	[GPa]	210
Dichte	ρ_k	[kg/m ³]	7850
Wärmeleitfähigkeit	λ_k	[W/mK]	67
Wärmekapazität	c_k	[J/kgK]	400

Tabelle A2: Materialdaten

A.8 Daten für das Längsdynamikmodell

Fahrzeug: Fahrzeugsegment D - Obere Mittelklasse (Limousine)			
Motor	3,0l Ottomotor	Getriebe	5-Gang-Automatik
Leistung/Drehmoment	170kW/300Nm	Übersetzung	3,67/2,0/1,41/1,0/0,74
Masse	1540 kg	Endübersetzung	3,38
cw x Stirnfläche	0,29 x 2,06m ²	Reifen	225/45 R 17

Tabelle A3: Fahrzeugdaten

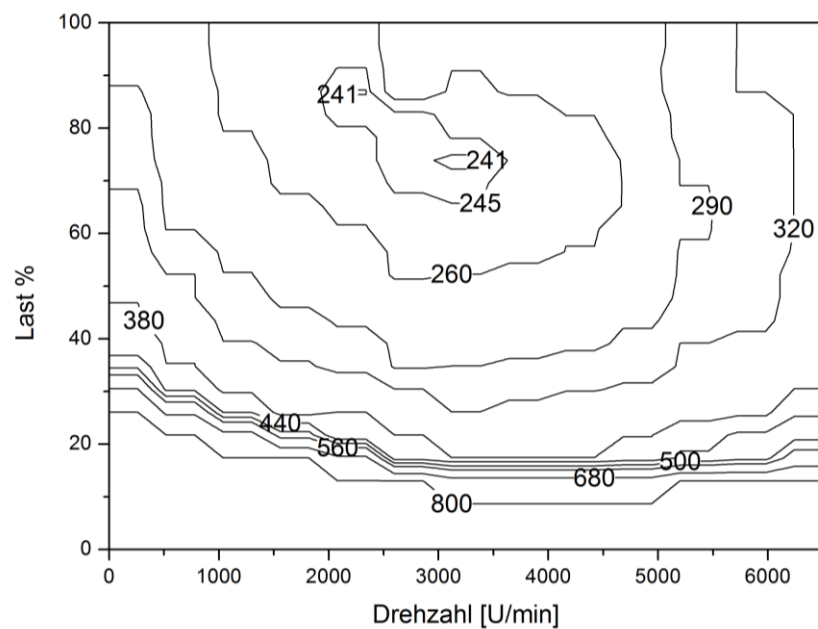


Bild A13: Spezifisches Verbrauchskennfeld des Ottomotors (g/kWh)

A.9 Berechnungsergebnisse Makrogeometrie- und Höhenballigkeitsstudie

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NA1 (B)	40	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA2	45	30	45,5	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NA5	35	30	45,6	-0,524	2,5	4	0,1	0,010
NC1	40	30	45,6	-0,699	2,5	4	0,1	0,010
NC3	40	30	45,5	-0,173	2,5	4	0,1	0,010
ND1	40	30	45,6	-0,524	2,25	4	0,1	0,010
ND3	40	30	45,5	-0,524	3,75	4	0,1	0,010
NE1	40	30	45,5	-0,524	2,5	4,6	0,1	0,010
NE2	40	30	45,6	-0,524	2,5	3,5	0,1	0,010

Tabelle A4: Verzahnungsdaten Makrogeometriestudie

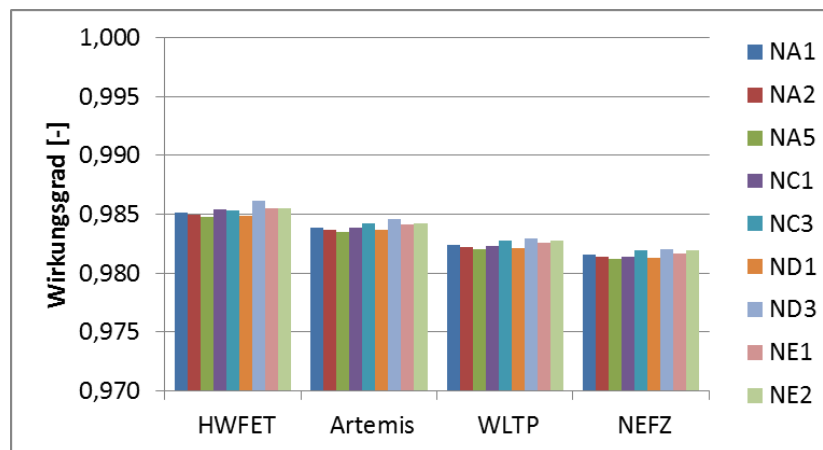


Bild A14: Radsatzwirkungsgrade Makrogeometriestudie, T=100°C

Name	Summen- eingriffswinkel	Achsversatz	mittlerer Spiralwinkel	Profilver- schiebung Rad	Messerkopf- radius	Depth Factor	Längs- balligkeit	Höhen- balligkeit
	[°]	[mm]	Ritzel [°]	[-]	["]	[-]	[mm]	[mm]
NR2	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,0
NR0	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,010
NR1	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,025
NR3	40	30	46,9	-0,273	2,5	4	0,2	0,060

Tabelle A5: Verzahnungsdaten Höhenballigkeitsstudie

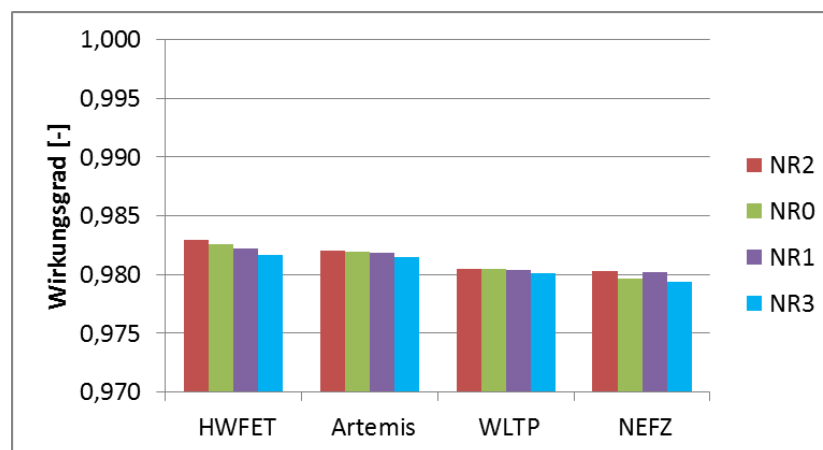


Bild A15: Radsatzwirkungsgrade Höhenballigkeitsstudie, T=100°C